

REDISEÑO DE UNIDAD DE CORTE DE CINTAS LATERALES PARA FABRICAR
PAÑALES DESECHABLES TIPO ANATOMICOS

DIEGO ALONSO CASTILLO MONTOYA.

UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
SANTIAGO DE CALI

REDISEÑO DE UNIDAD DE CORTE DE CINTAS LATERALES PARA FABRICAR
PAÑALES DESECHABLES TIPO ANATOMICOS

DIEGO ALONSO CASTILLO MONTOYA

Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico

Director.

ARLEX LEYTON.

Ingeniero mecánico.

UNIVERSIDAD DEL VALLE

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

SANTIAGO DE CALI

Nota de aceptación

Aprobado por el comité de trabajos de grado en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle, para optar por el título de Ingeniero Mecánico.

ARLEX LEYTON
Director del Proyecto

Firma jurado

Firma jurado

DEDICATORIA

A Dios y a mi familia, que me acompañaron y apoyaron incondicionalmente en este camino, aunque desfallecí en circunstancias siempre estuvieron para motivarme.

Al Profesor Arlex Leyton y José Isidro García, por su apoyo y sus acertados consejos tanto profesionales como personales.

Por ultimo a Rubén Darío Aponte, Leonardo, Francisco Giraldo y Carlos Alfonso Navas, que en esta última etapa de la carrera fueron un apoyo incondicional.

TABLA DE CONTENIDO

TABLA DE CONTENIDO	5
LISTA DE TABLAS.....	9
LISTA DE FIGURAS.	11
LISTA DE ECUACIONES.....	15
RESUMEN DEL PROYECTO.	17
1. INTRODUCCIÓN.....	19
2. JUSTIFICACIÓN.....	20
3. OBJETIVOS	21
3.1 Objetivo General	21
3.2 Objetivos Específicos.....	21
4. GENERALIDADES.....	22
4.1 Máquina Convertidora de Pañales y Proceso de Manufactura del Pañal.....	22
4.2 Tipos de Corte en la Industria	23
5. ESTADO DEL ARTE.....	27
5.2 Mecanismos de corte.....	27
5.2.1 Sistema de Corte por cuchillas planas.	27
6. MARCO TEORICO	32
6.1 Dureza.	32
6.2.1 Teoría de la fluencia de von misses:.....	32
6.3 Diseño por resistencia a la fatiga.....	33
6.3.1 Modelos de Falla por Fatiga:.....	33

6.3.2 Límite y resistencia a la fatiga	34
6.3.3 Factores que modifican el límite de la resistencia a la fatiga:	34
7. ANALISIS DEL DISEÑO	36
7.1 Identificar funciones, restricciones y especificaciones del diseño.	36
7.2 Variables mecánicas del sistema.	36
7.3 Determinación del estado de cargas.....	37
7.3.1 Medición del torque necesario para cortar la cinta lateral:	37
7.3.2 Calculo de cargas en los ejes:.....	40
7.4 Análisis Estático.	42
7.4.1 Eje yunque:.....	43
7.4.2 Eje portacuchilla:.....	45
7.4.3 Caracterización del material:.....	47
7.5 Calculo del Factor de Seguridad mediante la teoría de Von Misses.....	50
7.6 Calculo de la deflexión.	50
7.6.1. Calculo de la deflexión y la pendiente, del eje yunque.	50
7.6.2. Calculo de la deflexión y la pendiente, del eje portacuchilla.	51
7.7 Análisis de resistencia a la fatiga.	52
7.7.1 Diámetro mínimo (d_{min}):	52
7.7.2 Factor de superficie (Ka)	54
7.7.3 Factor de tamaño (Kb):.....	54
7.7.4 Factor de confiabilidad (Kc):.....	54
7.7.5 Factor de temperatura(Kd):.....	54
7.7.6 Factor de efectos varios(Ke):.....	55

7.7.7 Límite de resistencia a la fatiga Se'	55
7.7.8 Límite de resistencia a la fatiga corregido Se :	55
7.7.9 Cálculo del factor de seguridad por fatiga Nf :	55
7.8 Análisis de las cuñas:	55
7.8.1 Cuñas del eje yunque	56
7.8.2 Cuñas del eje portacuchilla:	57
7.9 Análisis de elementos finitos.	57
7.9.1 Eje Yunque.	58
7.9.2 Eje portacuchilla.	61
8. ALTERNATIVAS MECANICAS DE REDISEÑO.	64
8.1 Alternativas de Diseño.	64
8.1.1 Configuración A:	64
8.1.2 Configuración B:	65
8.1.3 Configuración C:	65
9. REDISEÑO DETALLADO.	67
9.1 Eje Yunque.	67
9.1.1 Diseño por interferencia:	67
9.2 Eje portacuchilla.	68
9.2.1 Análisis de elementos finitos.	69
9.2.2 Análisis de la vida útil.	75
10. RECOMENDACIONES.	76
11. CONCLUSIONES.	77
12. TRABAJOS FUTUROS.	78

13. BIBLIOGRAFIA	79
ANEXO 1.....	81
ANEXO 2.....	94

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Cuadro resumen de vida útil de la UCC.	20
Tabla 2. Condiciones operación UCC.....	20
Tabla 3. Cuadro resumen del estado del arte y los tipos de corte en la industria.	31
Tabla 4. Variables del sistema suministrado por la CC.	37
Tabla 5. Embragues de las unidades de corte de la maquina PCMC7111. [16].....	39
Tabla 6. Tabla de resumen del cálculo de fuerzas	42
Tabla 7. Calculo de reacciones del eje yunque.....	43
Tabla 8. Calculo de reacciones del eje portacuchilla.	45
Tabla 9. Propiedades Mecánicas del Acero AISI 1045 y AISI 1008 [12].....	49
Tabla 10. Esfuerzo de Von Misses (σ_{vm}) en puntos críticos y Factor de Seguridad.	50
Tabla 11. Deflexión y pendiente total, de los ejes yunque y portacuchilla.....	52
Tabla 12. Determinación de k_t y k_f para el eje yunque y portacuchilla, Por puntos de acuerdo a la Figura 40 y Figura 41.	53
Tabla 13. Diámetro mínimo para el punto G, en el eje yunque y portacuchilla.	54
Tabla 14. Factor de tamaño de ejes de la UCC	54
Tabla 15. Limite (Se) de resistencia a la fatiga corregido y F_{ASME} por cada punto y eje.....	55
Tabla 16. Tabla resumen de los factores de seguridad de las cuñas.	57
Tabla 17. Resumen de las presiones, esfuerzos mínimos y máximos, del eje yunque y el tambor de cintas laterales.	68
Tabla 18. Logaritmo del límite de resistencia a la fatiga corregido para los ejes de la UCC.	75
Tabla 19. Cotización de los componentes de la maquina modificados.....	94

Tabla 20. Comparativo del valor mensual en consumo de cuchillas, realizando la modificación en la UCC.	94
---	----

LISTA DE FIGURAS.

Figura 1.Unidad de Corte de Cintas Laterales (en adelante UCC).....	17
Figura 2. Fotografía perdida de la simetría de la cinta lateral. Tomada con cámara ATMEL AVIIVA M2LV 8bits.	18
Figura 3. Partes de Pañal Anatómico. [2].....	19
Figura 4. Esquema de máquina pañalera.	22
Figura 5. Troqueladora manual para cartón Cutstar BMB1600. [4].....	23
Figura 6. Troquel de corte tipo rotativo ajustado por presión. [5]	24
Figura 7. Corte tipo rotativo con cuchilla plana.	24
Figura 8. Sistema de sujeción cuchilla plana en corte rotativo para cintas laterales	25
Figura 9. Esquema de cuchillas rectas o planas.....	28
Figura 10. Cuchilla circular de corte a presión. [6]	28
Figura 11. Corte por agua.	29
Figura 12. Mejora sistema de lubricación. Grupo Mabe. [8].....	30
Figura 13. Diagrama de corte de cinta lateral U.S Patente 6.649.010B2. [10]	30
Figura 14. Diagrama de corte U.S Patente 2012/016773 A1. [11].....	31
Figura 15. Grafica de teoría de la fluencia de von misses.....	32
Figura 16 . Probeta típica para ensayos de fatiga a flexión. [9].....	34
Figura 17. Gráfica del esfuerzo invertido.	34
Figura 18. Ensamble de la cinta lateral a la tira del pañal.....	36
Figura 19. Diagrama de la UCC en el momento del corte. [16]	37
Figura 20. Ubicación del medidor de deformación sobre el eje yunque.	38
Figura 21. Medición del torque realizadas con medidores de deformación con un torque máximo de 1080,93lb-ft (consumo de potencia 79Hp).....	39

Figura 22. (A). Evidencia fotográfica de la ausencia del TGC-200, (B) diagrama de potencia de la UCC.....	39
Figura 23. Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) en el momento del corte de la cinta lateral.	40
Figura 24. Diagrama de Cuerpo Libre de los engranes de la UCC.	41
Figura 25. DCL para calcular la fuerza de la polea.....	42
Figura 26. DCL del eje yunque.....	43
Figura 27. Diagrama de momentos plano xz eje yunque.	44
Figura 28. Diagrama de momentos plano yz eje yunque.	44
Figura 29. Diagrama momentos resultantes en el eje yunque.	44
Figura 30. Diagrama de torque del eje yunque.....	45
Figura 31. DCL del eje portacuchilla.....	45
Figura 32. Diagrama de momentos plano xz del eje portacuchilla	46
Figura 33. Diagrama de momentos plano yz del eje portacuchilla.....	46
Figura 34. Diagrama de momentos resultantes en el eje portacuchilla.	46
Figura 35. Diagrama de torque del eje portacuchilla.	47
Figura 36. Corte del eje yunque.	48
Figura 37. Metalografía del eje yunque. Perlita (gris) y ferrita (blanca).....	48
Figura 38. Chaveta.	48
Figura 39. Metalografía de la cuña. Perlita (gris) y ferrita (blanca).	49
Figura 40. Cambios de sección eje yunque.....	53
Figura 41. Cambios de sección eje portacuchilla.	53
Figura 42. Esquema de cuñero y cuña.	56
Figura 43. Condiciones de borde para el eje yunque.....	58
Figura 44. Malla del eje yunque.....	59

Figura 45. Curva de convergencia del modelo para el eje yunque.	60
Figura 46. Distribución del esfuerzo equivalente de Von Misses para el eje yunque y su punto máximo.	60
Figura 47. Condiciones de borde del eje portacuchilla.....	61
Figura 48. Enmallado del modelo de elementos finitos para el eje portacuchilla, con refinamiento en la ubicación del rodamiento.	62
Figura 49. Curva de convergencia del modelo para el eje portacuchilla.	62
Figura 50. Distribución del esfuerzo equivalente de Von Misses para el eje portacuchilla y su punto máximo.	63
Figura 51. Modificación de la dimensión de la cuña de acuerdo a la norma ANSI B17.1–1967	64
Figura 52. Esquema de la Configuración B, para cortar dos cortes por cada revolución	65
Figura 53. (a) Sistema de sujeción de la cuchilla actual. (b) Propuesta de nuevo sistema de sujeción.	66
Figura 54. Modificación del eje portacuchilla y el sistema de sujeción de la cuchilla.	69
Figura 55. Condiciones de borde del rediseño del eje portacuchilla.	69
Figura 56. Análisis de convergencia del rediseño del eje portacuchilla.....	70
Figura 57. Enmallado del rediseño del eje portacuchilla.	70
Figura 58. Distribución del esfuerzo equivalente de Von Misses para el rediseño del eje portacuchilla y su punto máximo.	71
Figura 59. Ensamble del sistema de sujeción de la cuchilla al eje portacuchilla.....	72
Figura 60. Mordaza modificada con slot de 1/4 pulg.	72
Figura 61. Inserto modificado con slot de 1/4 pulg.	73
Figura 62. Enmallado del ensamble de la cuchilla al eje portacuchilla.	73
Figura 63. Convergencia del sistema del sistema de sujeción.	74

Figura 64. Distribución del esfuerzo máximo de von misses, para la mordaza y el inserto.....	74
Figura 65. Curva S-N para el acero SAE/AISI 1045. [22].....	75

LISTA DE ECUACIONES.

Ecuación 1. Determinación del S_{ut} mediante dureza Brinell	32
Ecuación 2. (a) Esfuerzo de Von Misses. (b) Factor de Seguridad mediante la Teoría de Falla de Von Misses	32
Ecuación 3. Factores de Marín	35
Ecuación 4. Relación de velocidades y de torque para determinar el torque de trabajo de la UCC.	40
Ecuación 5. Fuerza tangencial.	40
Ecuación 6. Fuerza tangencial del engrane.	41
Ecuación 7. Fuerza radial del engrane.	41
Ecuación 8. Calculo de la fuerza de la polea (F_p).	42
Ecuación 9. (a) Ecuación de la deflexión de una viga. (b) Ecuación de la pendiente de una viga.	50
Ecuación 10. Determinación d_{min} de operación mediante el método ASME B106.1M- 1985 [12]	52
Ecuación 11. Factor geométrico [12].	53
Ecuación 12. Factor de concentración de esfuerzos por fatiga [12].	53
Ecuación 13. Factor de superficie.	54
Ecuación 14. Factor de tamaño.	54
Ecuación 15. $F.SASME$, Factor de Seguridad mediante el criterio ASME. [12]	55
Ecuación 16. Esfuerzo de aplastamiento de la cuña [12].	56
Ecuación 17. Calculo de la presión por interferencia máxima de acuerdo al ajuste H7/s6.	67

Ecuación 18. Esfuerzo radial y tangencial, del eje y el tambor de transporte. [12]	67
Ecuación 19. Torque máximo a transmitir garantizado con el ajuste.	68

RESUMEN DEL PROYECTO.

Las maquinas productoras de pañales desechables se caracterizan por el funcionamiento de una serie de módulos o unidades independientes acopladas mediante un sistema integrador de tipo mecánico o mecatrónico (en caso de unidades con servomotores). Este tipo de máquinas permite su fácil actualización sin alterar su proceso de fabricación.

Una Compañía del Cauca (en adelante CC) utiliza máquinas de más de veinte años para la fabricación de productos higiénicos para bebés (pañales desechables). La tecnología de dichas maquinas exhibe algunos problemas, que se han superado en las máquinas de nueva generación mejorando su desempeño. Las nuevas máquinas alcanzan velocidades de producción hasta 1000 PPM (en adelante Pañales Por Minuto), y frente a esto la CC se encuentra en desventaja operando a una velocidad nominal de 380 PPM. Inicialmente la maquina fue diseñada para una sola talla (Mediano) y con el tiempo fue modificada para fabricar diferentes tallas (Pequeño, Grande y Extra grande); sin embargo se han identificado limitantes técnicas al incrementar la velocidad de la máquina, como caídas de presión de aire en el agrupador de pañales en conteos bajos, hechos que ha obligado a repotenciarla en la última década, adquiriendo nuevas unidades de máquina para mejorar su rendimiento.

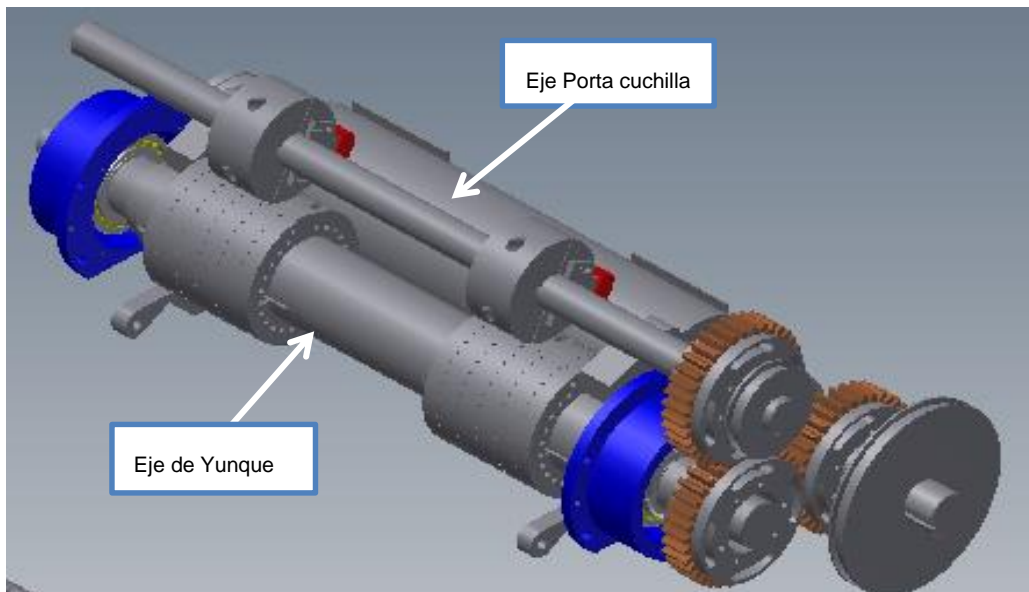


Figura 1.Unidad de Corte de Cintas Laterales (en adelante UCC)

La máquina de pañales desechables para bebé, trabajó a una velocidad de 350 PPM durante 10 años de operación, periodo en el cual no se presentaron fallas en los ejes de la UCC (Ver Figura 1). En el año 2010 se aumentó la velocidad de la maquina a 380PPM, a su vez la UCC se incrementó a 380 RPM (en adelante Revoluciones Por Minuto) ocasionando perdida simétrica de la cinta lateral. En el año 2011 se realizó el cambio de un eje y se presentó nuevamente la falla en la UCC por pérdida simétrica en la ubicación de la cinta lateral (Ver Figura 2).

Este trabajo propuso realizar un rediseño a la UCC para mejorar el desempeño y evitar fallas al incrementar la velocidad de la maquina hasta al menos 420PPM (en lo adelante Pañales Por Minuto).



Figura 2. Fotografía perdida de la simetría de la cinta lateral. Tomada con cámara ATMEL AVIIVA M2LV 8bits.

1. INTRODUCCIÓN

Un pañal es una prenda absorbente usada para higienizar y evitar la contaminación del entorno a causa de los desechos orgánicos del bebé y de personas adultas que han perdido la capacidad de controlar sus esfínteres; o son incapaces de encontrar un lugar donde depositar los mismos.[1]

Entre las principales partes de un pañal se encuentran las cintas laterales y la cinta frontal, por lo tanto son las encargadas de ajustar a la cintura por medio de anclaje mecánico (cintas pega-despega) o cintas autoadhesivas (Ver Figura 3), que son ensambladas y cortadas durante el proceso de fabricación del pañal por la unidad de corte y estampado de cintas laterales. Ver Figura 1.

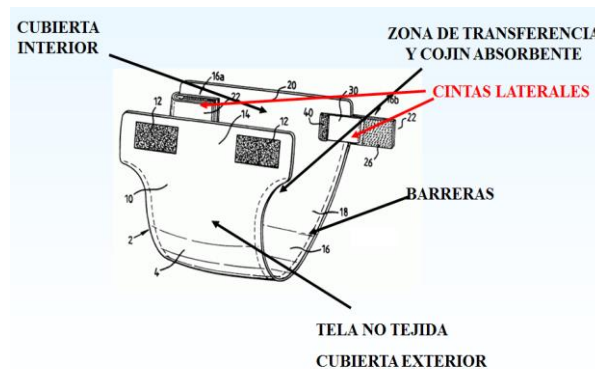


Figura 3. Partes de Pañal Anatómico. [2]

La transmisión de la UCC (Ver Figura 1) se encuentra acoplada al sistema integrador y llega a la unidad, a un sistema de engranes rectos que permiten la precisión en el corte además de la exactitud en la velocidad.

El tipo de troquel de la UCC es conocido como rotativo con cuchilla plana que consiste en un perfil plano y un yunque, que permite separar los materiales al haber impacto entre ellos y su desventaja es su alta velocidad de rotación, reflejándose en el producto terminado defectos de calidad por pérdida simétrica de las cintas, lo anterior es una limitante para los procesos de manufactura al incrementar su producción.

2. JUSTIFICACIÓN

La planta cuenta con 2 máquinas para su producción y anualmente se fabrican 210.000.000 pañales al año, donde el 52.38% lo produce la maquina 1 con un tipo de pañal semi-tanga y el 47.62% lo produce la maquina 2 con un tipo de pañal anatómico. A razón del aumento de la demanda en los últimos tres años se ha incrementado la velocidad de las máquinas en un 7,89%, para mejorar su productividad, hecho que ha desencadenado fallas en la UCC en la maquina 2.

En la UCC se realizaron cambios de los ejes principales por daños (año 2011 y 2012) sin evaluar su diseño (Ver Tabla 1), lo que representó pérdidas de tiempo en la producción, elevando los costos de manutención.

Fecha Montaje	Ejes	Duración Meses	Velocidad Operación
2001*	Montaje	120	350 RPM
ene-11	Cambio	17	380 RPM
ago-12	Cambio	9 (Montado)	380 RPM

* Fecha de montaje maquina, adquirida de segunda.

Tabla 1. Cuadro resumen de vida útil de la UCC.

Para proponer una alternativa (Ver Tabla 2) de diseño acorde a la tendencia del troquel rotativo con cuchilla plana es necesario analizar el diseño de la UCC y prever sus posibles fallas. Lo anterior lleva al planteamiento del problema mediante la siguiente pregunta: ¿Es posible utilizar el diseño actual de la UCC para incrementar la capacidad de producción de la maquina desde 380 PPM hasta al menos 420PPM?

Condiciones de Operación	Variables Antes	Variables Actuales	Variables de Deseadas del Diseño
Velocidad maquina	350 PPM	380 PPM	420 PPM
Velocidad operación UCC	350 RPM	380 RPM	420 RPM
Potencia motor principal	40 HP	40 HP	40 HP
Velocidad nominal de rotación motor Principal	1750/2100 RPM	1750/2100 RPM	1750/2100 RPM
Torque unidad	40 lb-ft	40 lb-ft	40 lb-ft
Temperatura operación	38°C	38°C	38°C

Tabla 2. Condiciones operación UCC.

3. OBJETIVOS

3.1 Objetivo General

Rediseñar la UCC para incrementar la vida útil de los componentes y la capacidad de producción de una máquina de pañales desechable para bebe.

3.2 Objetivos Específicos

- Identificar funciones, especificaciones y restricciones del diseño de la UCC.
- Evaluar el diseño y operación de la UCC.
- Determinar los parámetros de diseño a partir del análisis estático y de resistencia a la fatiga de la UCC.
- Plantear alternativas mecánicas de rediseño de la UCC.
- Evaluar la propuesta de diseño para una velocidad de 420PPM y estimar la vida útil.
- Realizar planos del nuevo diseño mecánico de la UCC.

4. GENERALIDADES

4.1 Máquina Convertidora de Pañales y Proceso de Manufactura del Pañal

Las máquinas pañaleras son un sistema electro-mecánico de una longitud aproximada de 35m, el cual es alimentado con más de 10 materias primas simultáneamente y sincronizadas conforme al tipo de pañal, su categoría y diseño.

En la Figura 4, se puede observar las secciones que está compuesta una máquina pañalera, iniciando por el molino encargado de desfibrar la pulpa, seguidamente pasa la pulpa desfibrada por un ducto de mezcla que se encarga de combinar con el SAP (Súper Absorbente) y llevar hacia el tambor formador; dándole la forma al cojín absorbente mediante vacíos; luego es entregado el cojín a una serie de bandas y de ejes de compresión que garantizan la densidad y espesor adecuado del cojín; al terminar este proceso se corta la tira del cojín y mediante diferencia de velocidades entra al rodillo de combinación; llamado así por la unión de la cubierta exterior, interior y cojín absorbente formando la tira del pañal, luego pasa por la unidad de corte y estampado de cintas laterales que se ensamblan sobre la tira; finalizando este proceso, pasa por la unidad de corte anatómico removiendo los excesos de tela y formando el contorno del pañal, luego de este corte pasa por el corte final que es el encargado de cortar la tira del pañal y entregarlo a la unidad del doblez en U, llamado así por el doblez realizado al pañal y para terminar, pasa al stacker que es el encargado de recibir, transportar, agrupar y expulsar los pañales mediante actuadores neumáticos al operario de empaque que es el encargado de recibir el producto.

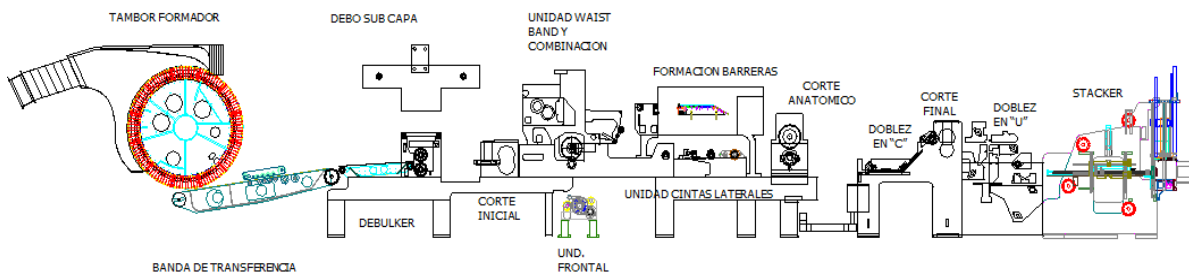


Figura 4. Esquema de máquina pañalera.

4.2 Tipos de Corte en la Industria

Conforme a los requerimientos industriales, dependiendo del material, sentido y precisión del corte a realizar, se han diseñado diferentes mecanismos de corte, además se han desarrollado cortadoras dinámicas cuando éste corte debe hacerse repetidamente con la misma exactitud y calidad [3]. Entre los diferentes tipos de corte tenemos:

4.2.1 Corte tipo troquel:

El troquel es un instrumento o máquina con bordes altamente cortantes, usado para recortar o estampar, por presión, planchas, cartones, cueros, etc. El troquelado es muy usado, por ejemplo, en operaciones de fabricación de embalajes de cartón. [3]

El troquel consiste en una matriz con mayor resistencia o dureza que el material de las cuchillas. Ver Figura 5.

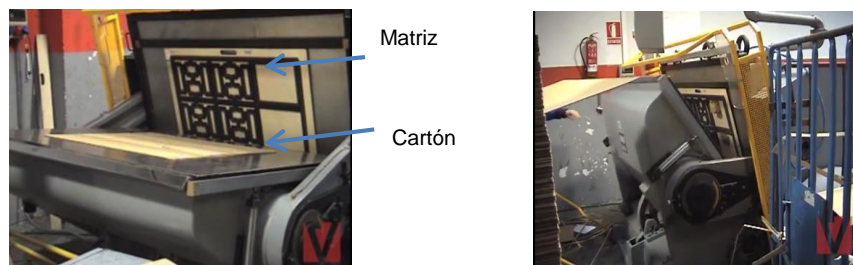


Figura 5. Troqueladora manual para cartón Cutstar BMB1600. [4]

Existen dos tipos de troqueles rotativos utilizados comúnmente en la industria de pañales y los clasificaremos de la siguiente manera: corte tipo troquel rotativo ajustado por presión y corte tipo troquel rotativo con cuchilla plana.

El corte troquel tipo rotativo ajustado por presión (Presión de trabajo de 0 a 90psi) Ampliamente utilizado en la producción de pañales y toallas higiénicas, mediante el cual se realiza el corte anatómico de estos productos higiénicos; este opera a altas velocidades, removiendo el exceso de material mediante ductos de vacío. Este sistema de corte se compone las siguientes partes:

- Contracuchilla o yunque: Eje de mayor resistencia que la cuchilla para el trabajo por interferencia sobre la cuchilla.
- Cuchilla: Herramienta de corte de gran rendimiento y elevada tenacidad ideales para trabajo en frío y corte limpio.

- Cilindros de ajuste: Los cilindros de ajuste de presión son ideales para calibrar la altura de la cuchilla.
- Cuña de Ajuste: La cuña es trapezoidal y su función es graduar el ajuste de la cuchilla y contracuchilla, evitando el deterioro por ajuste de la unidad, también es utilizada al ser rectificadas las piezas de corte. Ver Figura 6.

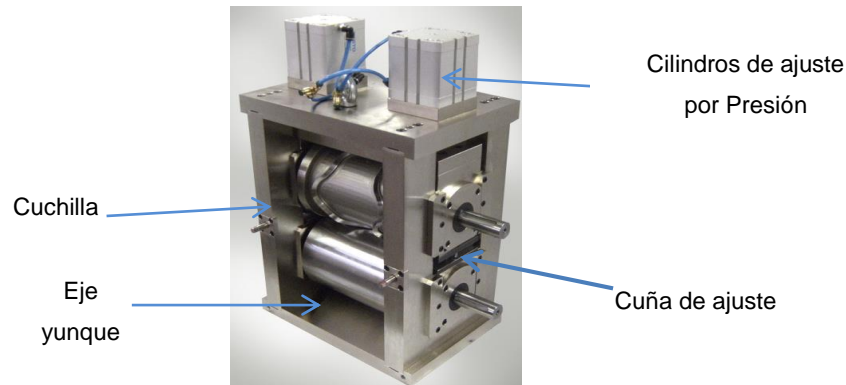


Figura 6. Troquel de corte tipo rotativo ajustado por presión. [5]

La ventaja del corte tipo troquel rotativo ajustado por presión, es el torque que ejerce la cuchilla sobre la contracuchilla es menor que la aplicada en un corte tipo troquel rotativo con cuchilla plana. El troquelado rotativo al realizarse por presión disminuye el impacto, protege la vida de la cuchilla y reduce el ruido en la operación. [5]. Ver Figura 7.

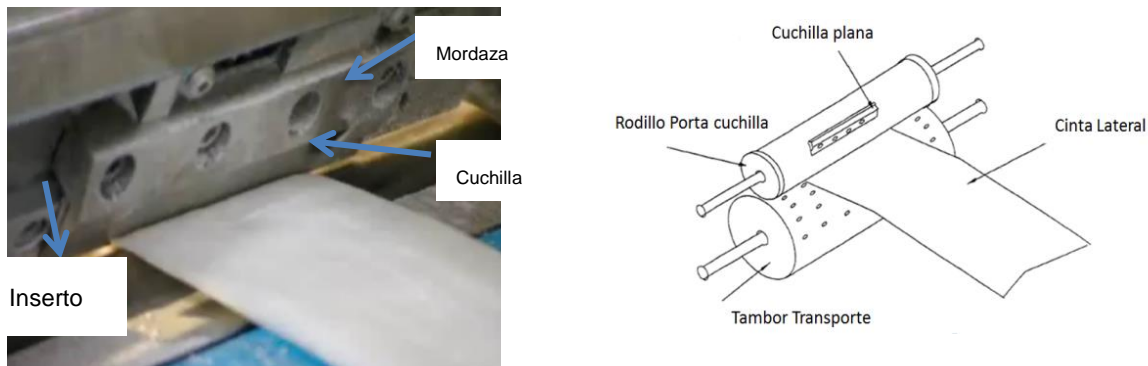


Figura 7. Corte tipo rotativo con cuchilla plana.

El *corte tipo troquel rotativo con cuchilla plana* es ampliamente utilizado en las convertidoras de productos higiénicos por su versatilidad y fácil recambio de las piezas de corte, es utilizado en la producción de pañales para los diferentes tipos de materiales que lo componen (Ver Figura 7),entre

estos materiales se encuentran: *el corte inicial*, su función es cortar el cojín absorbente; *la cinta frontal*, su función es cortar y estampar la cinta a la tela de la cubierta exterior; *las cintas laterales*, su función es cortar y estampar las cintas a la tira del pañal; *elástico de cintura*, su función es cortar y estampar el elástico de cintura a la tela de la cubierta interior, la *subcapa localizada*, su función es cortar y estampar la tela distribuidora de líquidos a la tela de la cubierta interior y *corte final*, su función es cortar la tira del pañal. Este sistema de corte se compone de las siguientes partes. (Ver Figura 8):

Inserto: En las máquinas y herramientas de corte para este tipo de troquel son utilizados para el asentamiento sobre el eje porta cuchilla y fijación del sistema de sujeción de la cuchilla.

Espaciador: Herramienta de precisión utilizada en este tipo de troqueles para graduar la altura de la cuchilla, además de su empotramiento del inserto y espaciador al eje porta cuchilla para garantizar el asentamiento uniforme.

Mordaza: En máquinas y herramientas es utilizado para la sujeción de piezas; en este tipo de troquel es utilizado para lograr una buena sujeción de la cuchilla restringiendo el movimiento tangencial y axial sobre el eje porta cuchilla.

Cuchilla Plana: Herramienta de corte utilizada para remover el material y dejar de la forma deseada. El material de la cuchilla es idóneo para realizar trabajos en frío.

Porta cuchilla: Eje donde se realiza el montaje de la cuchilla plana.

Contracuchilla: En algunos casos es un eje y en otros es una sola pieza. Este debe ser de mayor dureza debido al corte que se realiza entre las dos piezas.



Figura 8. Sistema de sujeción cuchilla plana en corte rotativo para cintas laterales

En este tipo de corte debido a su gran precisión, como elemento de transmisión de potencia para los ejes portacuchilla y yunque, son empleados engranajes rectos que no permiten el deslizamiento entre los cuerpos que rotan. (Ver Figura 1).

5. ESTADO DEL ARTE

La cultura del uso del pañal desechable se ha extendido a todos los niveles y estratos, debido al gran crecimiento de la industria pañalera en el mundo. Por ello hay de tres a cinco compañías por país compitiendo por el mercado de los productos absorbentes. Las máquinas se encuentran desde manual a semi-automáticas, con producciones de hasta 1000 PPM. Algunas empresas en Colombia fuertes en la producción de pañales desechables son: Tecnosur, Kimberly Clark, Familia Sancela, Drypers Andina e Industria Andina de Absorbentes S.A (IAASA).

La tecnología y desarrollo en este tipo de industria es avanzado, donde se encuentran en operación, máquinas totalmente controladas por sensores y controles de video, donde su comando requiere de un operador para su funcionamiento y un segundo para alimentación de materias prima, ya que la operación de una máquina requería hasta de 8 operarios.

La máquina pañalera objeto de estudio en este proyecto tiene una tecnología de más de 30 años y ha sido repotenciada en la última década mejorando su rendimiento; para su operación se requiere de 6 operadores. (2 en máquina y 4 empacadores)

5.2 Mecanismos de corte.

5.2.1 Sistema de Corte por cuchillas planas.

El sistema de cuchillas planas [6], también conocido como corte a navaja, es el más sencillo; su costo de aplicación es bajo. Este sistema de corte es fácil de adaptar a cualquier tipo de máquina y en cualquier punto del proceso (Ver Figura 9). El corte ocurre cuando el material es arrastrado a través de la cuchilla de corte. La calidad de la línea de corte con hoja plana depende del espesor, densidad, rigidez, plasticidad y recubrimientos que tenga el material. Éste sistema es el más aplicado cuando se trata de cortar papel bond, pues el terminado de sus cortes es excelente. A través de la experiencia de la utilización de éste sistema de corte se han observado desventajas como la vida de la cuchilla, la calidad de su borde de corte y su desgaste prematuro.

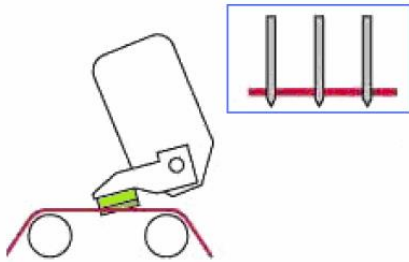


Figura 9. Esquema de cuchillas rectas o planas.

El sistema de corte de cuchillas circulares [6], a través del tiempo se ha realizado algunas variantes como agregar un ángulo de corte al disco, para mejorar la eficiencia en procesos rotativos. El sistema de corte por cuchillas circulares a presión (Ver Figura 10), es algo complejo por su diseño, porque requiere de la instalación de un rodillo con recubrimiento endurecido (denominado yunque). La desventaja que exhibe este sistema es el polvillo generado durante el corte cuando es mal ajustado el ángulo de operación. Este corte es ampliamente utilizado en las maquinas convertidoras de papel higiénico.

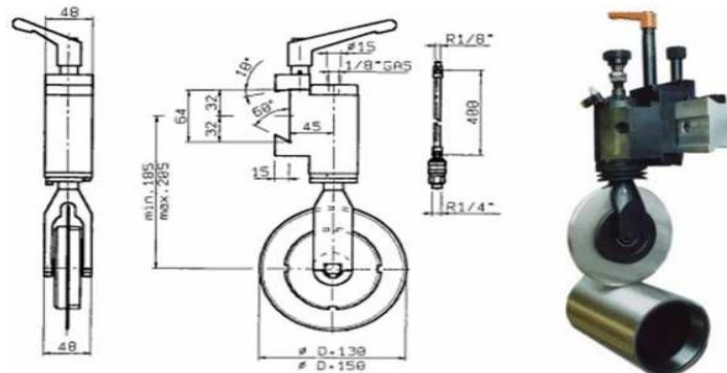


Figura 10. Cuchilla circular de corte a presión. [6]

El avance tecnológico de los sistemas de corte ha llevado a utilizar el corte por agua (Ver Figura 11) que consiste en un delgado chorro, con una pistola de diámetro en la boquilla de 0,1 a 0,4 mm, con altas presiones que van hasta los 400MPa alcanzando velocidades hasta de 900 m/seg y que en algunos casos puede estar combinado con un material abrasivo, provocando un fenómeno de micro-erosión. Este tipo de corte es ampliamente utilizado en la industria aero-espacial, automovilística, textil, cerámica, calzado, marítima y mecanizado de piezas; ofreciendo como ventaja un corte frío, multi-direccional, no existe agrietamiento, ambientalmente amistoso y ahorro

de material por el ancho de corte reducido. La principal desventaja de este tipo de corte radica en cortar grandes espesores de gran dureza, el tiempo requerido para el cortado puede ser muy largo lo que eleva en gran medida los costos operacionales. [7]

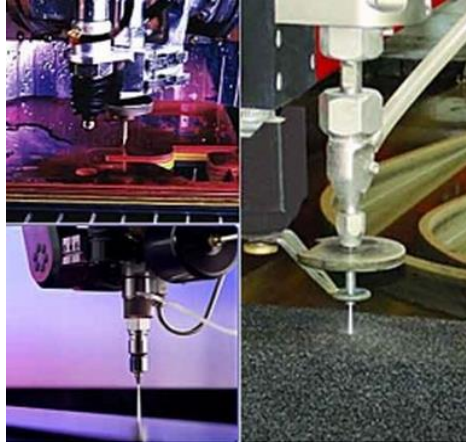


Figura 11. Corte por agua.

En el año 2002, el Grupo Mabe, realizó mejoras en el sistema de lubricación en unidades de cuchillas planas utilizadas en las diferentes unidades de corte de la industria pañalera (Ver Figura 12) que consiste en un doble sistema de ajuste: el primero es para ajustar la distancia del fieltro y el rodillo lubricador, regulando así su velocidad de giro; el segundo permite acercar y alejar el rodillo lubricador a la cuchilla de corte aumentando así la vida útil del rodillo en un 1200%. Esto se deriva de los inconvenientes presentados en el sistema de lubricación de las unidades de corte ya que para lograr un buen corte es necesario tener bien lubricada la cuchilla; el sistema tradicionalmente utilizado consistía en un eje que a su vez sostenido por rodamientos se le montaba el fieltro lubricador; y este sistema era ajustado por presión sobre la cuchilla donde esta era la encargada de darle movimiento al rodillo lubricador, por esta razón él se encontraba sometido a golpes y era cambiado cada 15 días. [8]

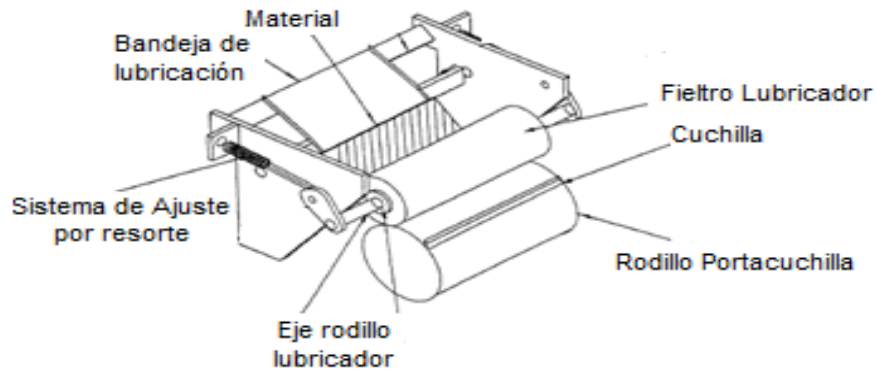


Figura 12. Mejora sistema de lubricación. Grupo Mabe. [8]

T.C Parrish, M. Free, “Tape tab applicator”, U.S. Patente 6.649.010B2, Nov 18, 2003, la invención planteada por la técnica de corte y estampado de las cintas sobre la tela, fue disminuir la velocidad relativa de la cinta lateral sobre el yunque transportador (tambor de transporte), a causa del deslizamiento de la cinta sobre él, aumentando la cantidad de cuchillas de corte. [10] (Ver Figura 13).

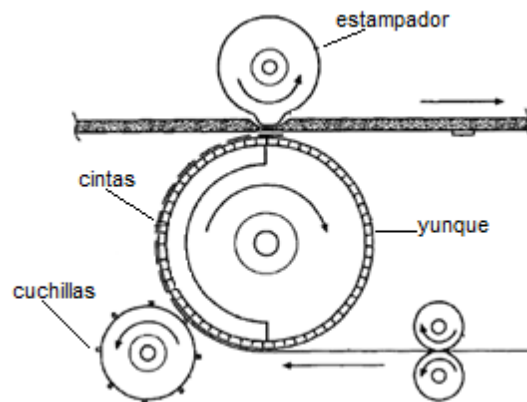


Figura 13. Diagrama de corte de cinta lateral U.S Patente 6.649.010B2. [10]

K. Yokoe, K. Shi, “Cutting System” U.S Patente 2012/0167736 A1, Jul 5, 2012, la invención planteada, con un rodillo de corte y el rodillo yunque giran en direcciones opuestas el uno al otro alrededor de ejes paralelos de rotación. Sin embargo el rodillo yunque tiene la capacidad de ajustar la distancia entre centros a través de los cojinetes. Una característica de este sistema es la capacidad de trabajar el rodillo yunque con una hoja receptora de 52,5 HRC de dureza y debajo de la hoja, un material elástico para absorber la fuerza del impacto en el momento del corte, con una dureza de HS90, la cuchilla fue modificada en esta invención dejando solo un filo de corte. [11] (Ver Figura 14)

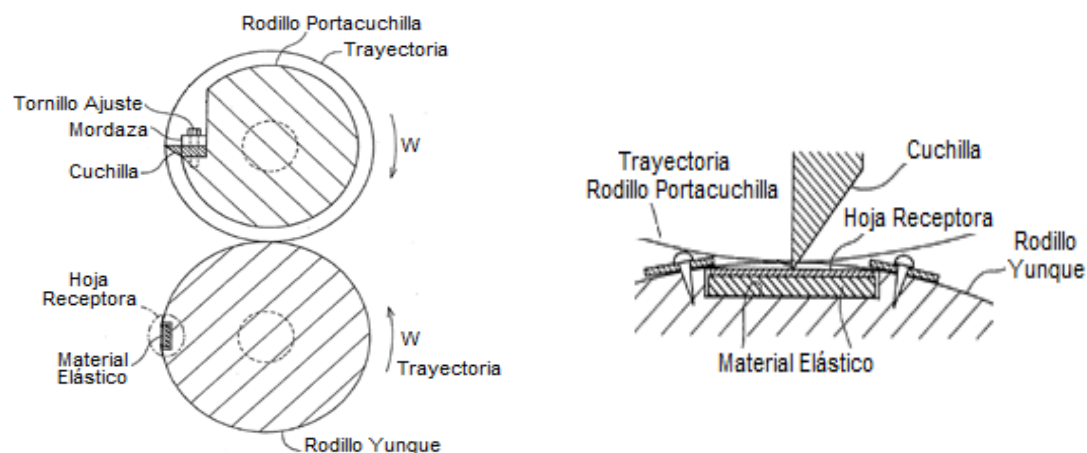


Figura 14. Diagrama de corte U.S Patente 2012/016773 A1. [11]

A continuación se muestra una tabla resumen de las referencias bibliográficas obtenidas: (Ver Tabla 3)

Tipo De Corte	Titulo patente	Ventaja	Desventajas
Corte tipo navaja con cuchilla plana.		Corte limpio, Bajo costo, Ideal para cortar papel Bond.	Duración de Cuchillas. Defectos de fabricación en cuchillas.
Corte rotativo tipo cizalla con cuchillas circulares.		Ajuste de la cuchilla en el montaje, Duración de las cuchillas.	Polvillo generado durante el corte, Corte irregular.
Corte por agua.		Corte en frio, Ambientalmente amistoso.	Costo elevado, tiempo de corte.
Corte rotativo con cuchilla plana.	Mejoras en sistema de lubricación de cuchillas de corte.	Ampliación del numero de cortes de las cuchillas a un 1200%, doble sistema de ajuste.	N/A
Corte rotativo con cuchilla plana.	Tape tab applicator.	Baja velocidad de corte, Funcionamiento silencioso.	N/A
Corte rotativo con cuchilla plana.	Cutting system.	Absorbe la energía del impacto en el momento del corte.	Alta velocidad de operación, Consumo de cuchillas.

Tabla 3. Cuadro resumen del estado del arte y los tipos de corte en la industria.

6. MARCO TEORICO

6.1 Dureza.

La dureza de un material podría ser un indicador de su resistencia para desgastarse (aunque no es garantía de resistencia al desgaste) [12]. La dureza no es una propiedad fundamental de un material, sino que está relacionada con las propiedades elásticas (Ver Ecuación 1) y plásticas del material.

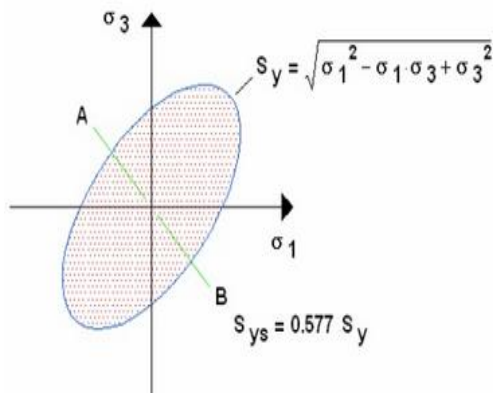
Ecuación 1. Determinación del S_{ut} mediante dureza Brinell

$$S_{ut} = 0,495HB \text{ (psi)} \quad S_{ut} = 3,41HB \text{ (MPa)} \text{ [15].}$$

6.2 Diseño estático.

En el campo del diseño mecánico es de vital importancia identificar y calcular la vida útil de los elementos sometidos a cargas estáticas o con variación en el tiempo (dinámicas), que implican tener un amplio conocimiento en el fenómeno que se está diseñando. [14]

6.2.1 Teoría de la fluencia de von misses: Esta teoría supone que la fluencia del material, puede ocurrir en un estado triaxial de esfuerzos principales y es igual al mismo valor en un ensayo a tensión simple. (Ver Figura 15).



$$\sigma_{vm} = \sqrt{(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3)}$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{(\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2)}$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{(\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2)}$$

Ecuación 2. (a) Esfuerzo de Von Misses.

(b) Factor de Seguridad mediante la Teoría de Falla de Von Misses

$$F.S_{VM} = \frac{S_y}{\sigma_{vm}}$$

Figura 15. Grafica de teoría de la fluencia de von misses.

Donde $F.S_{VM}$ es el factor de seguridad y σ_{vm} es el esfuerzo de von misses.

6.3 Diseño por resistencia a la fatiga.

El comportamiento de una estructura no solo depende de la naturaleza del material con que esté hecha, sino también del carácter de las cargas. Algunas veces las cargas son estáticas, luego se aplica en forma gradual, actúan durante largos periodos y cambian lentamente hasta obtener la destrucción del material aplicando un solo esfuerzo.

Sin embargo, con frecuencia encontramos elementos mecánicos que se encuentran sometidos a esfuerzos que fluctúan entre ciertos niveles. Por ejemplo una fibra particular en la superficie de un eje rotatorio sometido a la acción de cargas flexionantes experimentando tensión y compresión por cada revolución del eje. Estas y otras clases de cargas que ocurren en elementos de máquinas producen esfuerzos que se llaman esfuerzos variables, repetidos, alternantes o fluctuantes.

El análisis de las fallas de los elementos mecánicos que se encuentran sometidos a esfuerzos fluctuantes, determinan que los esfuerzos máximos reales estuvieron por debajo de la resistencia última del material y con mucha frecuencia debajo del límite elástico, a este tipo de falla se le conoce como falla por fatiga. [15]

6.3.1 Modelos de Falla por Fatiga: Actualmente existen tres modelos de falla por fatiga: el procedimiento de vida-esfuerzo, el de vida-deformación y el de mecánica de fractura elástica lineal; cada uno de ellos tiene sus ventajas y desventajas y tiene cabida en cierta aplicación.

El método vida-esfuerzo se basa en el régimen de alto ciclaje en los cuales la variación de los esfuerzos sea conocida y consistente, como ocurre generalmente en máquinas rotativas. Este modelo consiste en limitar los esfuerzos a valores menores críticos.

El método vida-deformación, se basa en las deformaciones del elemento y es aplicable a situaciones de bajo ciclaje para predecir la iniciación de grietas.

El método de mecánica de fractura lineal aplica para el estudio de etapa de propagación de grietas; por lo tanto es útil para predecir la vida de bajo ciclaje de piezas ya agrietadas. Los modelos de vida-deformación y mecánica de la fractura lineal, son utilizados ampliamente en las cuales ocurren sobrecargas grandes y muy pocas veces durante la vida esperada. [15]

6.3.2 Límite y resistencia a la fatiga: El límite de fatiga (S_e) es el esfuerzo máximo invertido que puede ser repetido un número indefinido de veces sobre una probeta normalizada y pulimentada girando sometida a flexión Figura 16 , sin que se produzca falla o rotura.

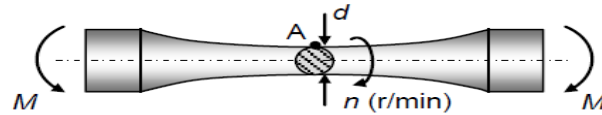


Figura 16 . Probeta típica para ensayos de fatiga a flexión. [9]

La resistencia a la fatiga para vida finita, al igual que el límite de fatiga, es una propiedad que se basa en pruebas de flexión giratoria sobre probetas normalizadas y pulidas.

Las caracterizaciones de los esfuerzos de fatiga pueden clasificarse en: invertido, repetido y fluctuante [15]. Para el caso de este estudio se trabajara con la flexión totalmente invertida (Ver Figura 17). [14]

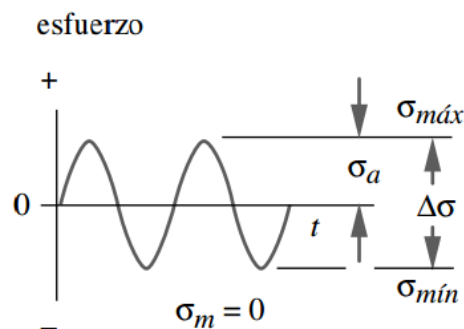


Figura 17. Gráfica del esfuerzo invertido.

Dónde:

σ_a = Componente de la amplitud

σ_{\max} = Esfuerzo máximo

σ_m = Componente de esfuerzo medio

σ_{\min} = Esfuerzo mínimo

6.3.3 Factores que modifican el límite de la resistencia a la fatiga: Las condiciones de trabajo de las máquinas y su entorno difieren de las probetas de ensayo. Los componentes mecánicos suelen tener mayores rugosidades, trabajan a elevadas temperaturas, suelen tener concentradores de esfuerzos y trabajan en ambientes corrosivos.

Los factores anteriormente mencionados modifican la resistencia a la fatiga y Marín propuso la siguiente la siguiente Ecuación 3: [12]

Ecuación 3. Factores de Marín

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

7. ANALISIS DEL DISEÑO

El análisis del diseño de la UCC (Ver Tabla 4), consiste en verificar las condiciones de trabajo y definir los parámetros de diseño para plantear un modelo de ingeniería acorde a la necesidad. Así mismo, este análisis supone que los materiales son totalmente homogéneos e isotrópicos.

7.1 Identificar funciones, restricciones y especificaciones del diseño.

La principal función de la UCC es cortar, transportar y ensamblar la cinta lateral al pañal desechable.

Restricciones del rediseño de la UCC:

- El diseño del pañal no permite dar una ubicación de la UCC, diferente a la actual, debido a su formación en el proceso de producción (Ver Figura 18).
- El sistema de transmisión de potencia se debe conservar por su precisión en el corte.
- El corte rotativo con cuchilla plana de 4 filos se mantiene, por costos de producción

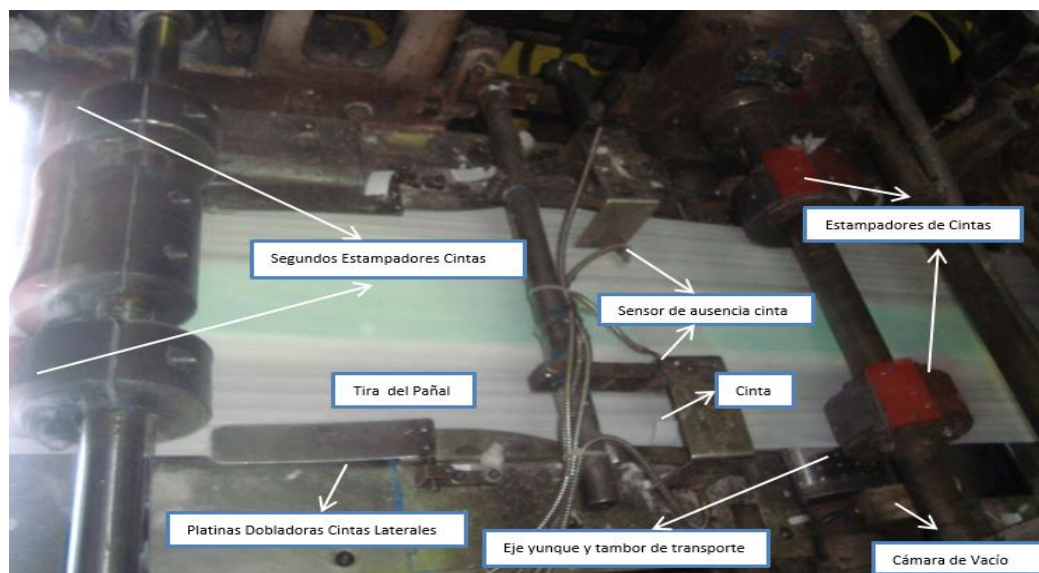


Figura 18. Ensamble de la cinta lateral a la tira del pañal.

7.2 Variables mecánicas del sistema.

Las variables se determinan de acuerdo a la información suministrada por el Departamento de Mantenimiento de la CC (Ver Tabla 4).

Variables	Valores
Diámetro primitivo del engrane (pulg)	5,833
Angulo de presión engrane	14,5°
Material de la cuña.	AISI 1018
Cuña cuadrada (pulg)	3/8
Tipo de acero ejes yunque y portacuchilla	AISI 4140
S_y (psi) (<i>Esfuerzo de fluencia</i>)	165 Kpsi
S_{ut} (psi) (<i>Esfuerzo ultimo</i>)	181 Kpsi
Peso tambor cintas laterales (kg)	10
Diámetro tambor transporte (pulg)	5 13/16
Tiempo de trabajo al día (min)	1440

Tabla 4. Variables del sistema suministrado por la CC.

7.3 Determinación del estado de cargas.

Para determinar el estado de cargas de la UCC, se utilizan medidores de deformación, con el fin de establecer el torque de trabajo, previamente calibrado para obtener un buen corte de cinta lateral.

7.3.1 Medición del torque necesario para cortar la cinta lateral: El torque de la UCC es el que transmite la cuchilla al árbol por el paso contra el yunque (Ver Figura 19). Este es obtenido mediante un torquimetro tipo trinquete, con maquina parada y cortando el material que se va a trabajar. El valor obtenido $T = 40 \text{ lb} \cdot \text{ft}$.

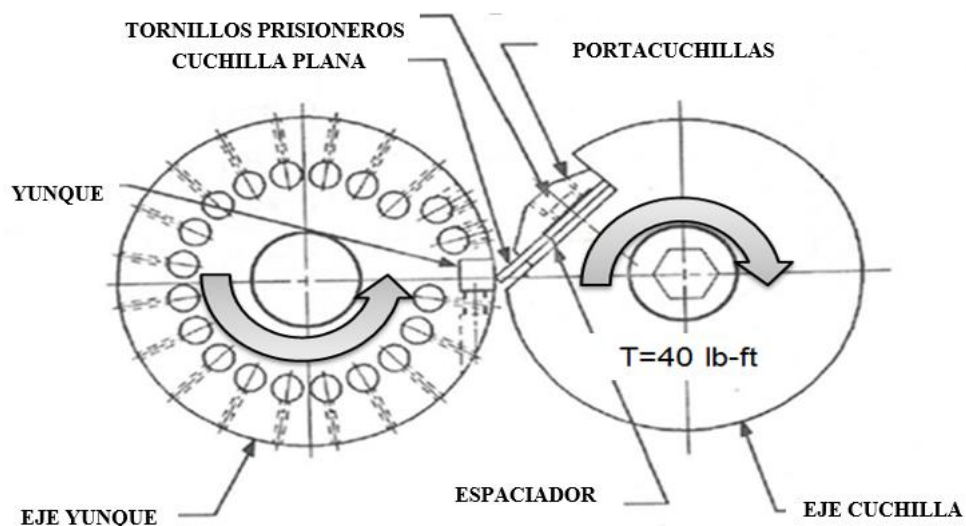


Figura 19. Diagrama de la UCC en el momento del corte. [16]

Para determinar el torque de trabajo, se ubicó el medidor de deformación entre los tambores de vacío del eje yunque (Ver Figura 20), conectando los receptores de señal del Torque Trak 10k; estos permiten transmitir una señal de voltaje por medio de una tarjeta de adquisición de datos y a través de ella se envía una señal digital al computador. También, se tomaron diferentes registros, variando la velocidad de giro (350 RPM y 380 RPM) para verificar el comportamiento del torque. Debido al limitado espacio para la instalación de los dispositivos del sistema de adquisición, se optó por trabajar el sistema sin antena de transmisión (espacio de 28mm), obteniendo resultados insatisfactorios, los cuales mostraron una gran dispersión en los datos por pérdida de la señal.

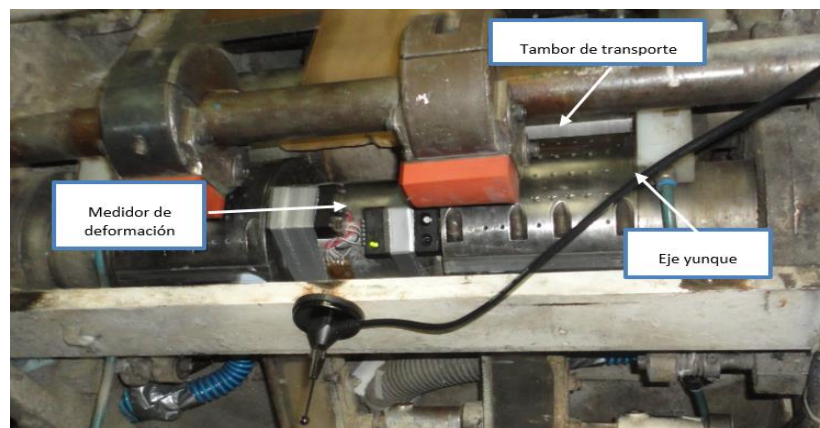


Figura 20. Ubicación del medidor de deformación sobre el eje yunque.

Por esta razón, el torque de trabajo de la UCC, no se pudo obtener por dispersión de los resultados mostrados en la Figura 21, por pérdida de la señal. Al verificar el manual del fabricante de la maquina PCMC7111, (Paper Converting Manufacturing Company). Se encontró que las unidades de corte vienen dotadas con embragues de sobrecarga que limitan el torque de trabajo. Durante la inspección visual y las visitas a la planta, no se evidenció que el embrague estuviera instalado. En la Tabla 5 se muestra las referencias de los diferentes embragues que vienen instalados en las unidades de corte.

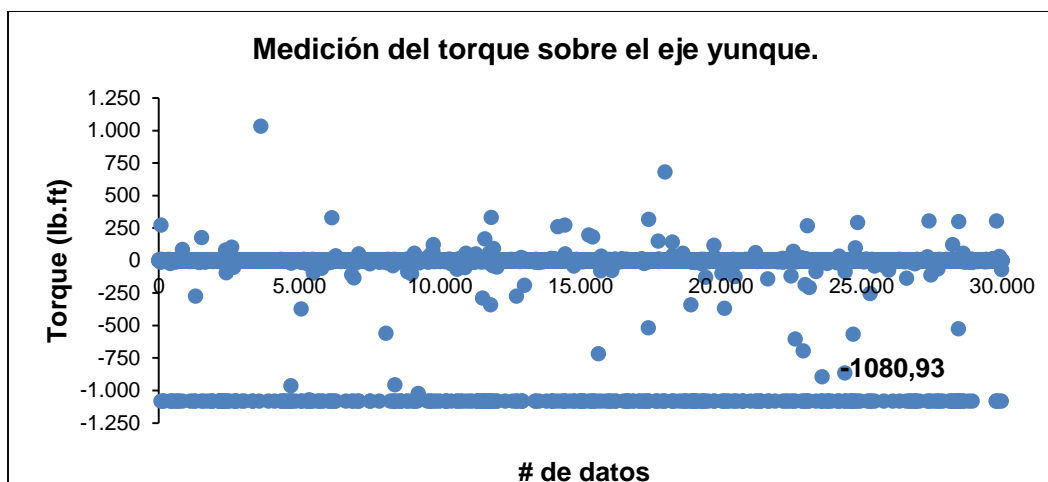


Figura 21. Medición del torque realizadas con medidores de deformación con un torque máximo de 1080,93lb-ft (consumo de potencia 79Hp)

La transmisión de la potencia de la UCC se encuentra limitada por el embrague mecánico TGC-200 con una capacidad de trabajo de $600\text{ }lbf \cdot pulg$ a $2000\text{ }lbf \cdot pulg$. [17]

MARCA	REFERENCIA	DIAM. EJE	LOCALIZACIÓN
TORQ / GARD	TGC - 400	1 7/16 pulg	UNIDAD DE CORTE INICIAL
TORQ / GARD	TGC - 200	1 3/4 pulg	UNIDAD DE FOAM
TORQ / GARD	TGC - 200	1 7/16 pulg	UNIDAD DE CORTE CINTAS LATERALES
TORQ / GARD	TGC - 400	2 pulg	UNIDAD DE CORTE FINAL

Tabla 5. Embragues de las unidades de corte de la maquina PCMC7111. [16]

La ubicación del embrague mecánico, se verificó con una visita a planta (Ver Figura 22). También, se realizó el diagrama de potencia de la UCC encontrando el torque de trabajo nominal.

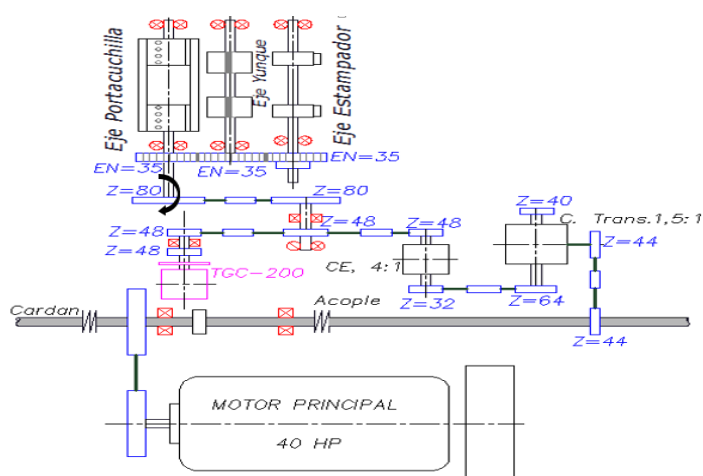
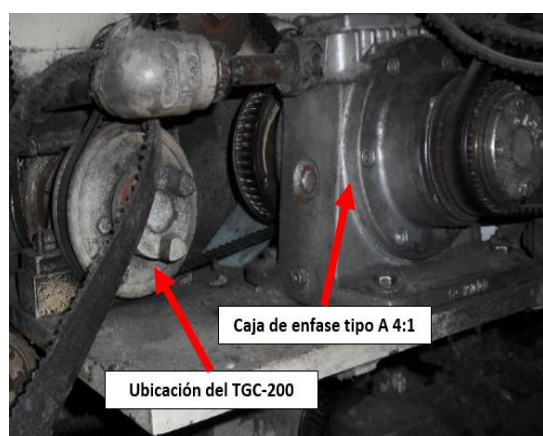


Figura 22. (A). Evidencia fotográfica de la ausencia del TGC-200, (B) diagrama de potencia de la UCC

El torque de trabajo se estableció teniendo en cuenta la velocidad angular en RPM, el torque nominal del embrague y los diámetros de las poleas.

Ecuación 4. Relación de velocidades y de torque para determinar el torque de trabajo de la UCC.

$$\frac{W_{entrada}}{W_{salida}} = \frac{d_{salida}}{d_{entrada}} = \frac{T_{salida}}{T_{entrada}} [18] \quad \frac{W_{entrada}}{350RPM} = \frac{8,00pulg}{4,785pulg} = \frac{T_{salida}}{2000lbf \cdot pulg}$$

$$W_{entrada} = 585,13RPM \quad T_{salida} = 3343,62lbf \cdot pulg$$

7.3.2 Calculo de cargas en los ejes: Para el cálculo de las fuerzas del sistema se tiene en cuenta que por cada revolución, se realiza un corte de cinta lateral simétrico para el ensamble al pañal. Las fuerzas que actúan en el momento del corte son tangenciales y normales para el tambor de transporte sobre el eje yunque y también en la cuchilla sobre el eje portacuchilla; como se muestra en la Figura 23.

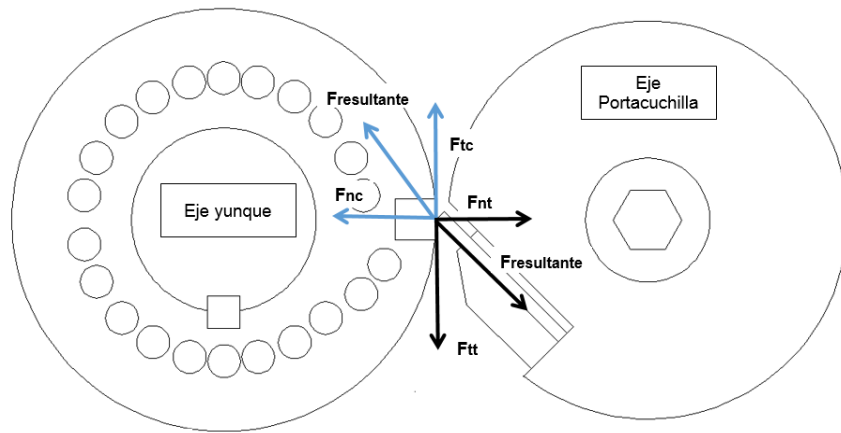


Figura 23. Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) en el momento del corte de la cinta lateral.

Para la determinación de las fuerzas, se trabajó con el torque nominal de entrada a la UCC $3343,62lbf \cdot pulg$ y la geometría de los ejes.

Mediante la Ecuación 5 determinamos las fuerzas tangenciales.

Ecuación 5. Fuerza tangencial. $T = F \cdot r$

Para determinar la fuerza normal al momento del corte de las cintas, se tiene en cuenta la resistencia al corte de la cinta (20 psi) [18] y mediante la ecuación del esfuerzo cortante se tiene que:

$$F_n = \tau_{cinta} \cdot (l_{cuchilla} \cdot t_{cinta}) = 13,00lbf$$

En el sistema de transmisión de potencia de engranes rectos, actúan dos componentes de fuerzas (tangencial y radial) [12], los cuales se muestra en la Ecuación 6 y Ecuación 7.

Ecuación 6. Fuerza tangencial del engrane.
$$W_t = \frac{T}{r_e}$$

Ecuación 7. Fuerza radial del engrane.
$$W_r = W_t \cdot \tan \phi$$

Para el cálculo de las fuerzas que actúan en los engranes se tiene en cuenta las componentes radial y tangencial de cada uno, mostrado en el Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) realizado en Figura 24. Para el DCL mostrado a continuación, no se tiene en cuenta el engrane del eje estampador de las cintas, ya que es el encargado de fijar la cinta lateral a la tira del pañal. El torque necesario para vencer la fuerza de fricción de los rodamientos es muy baja comparada con el torque nominal requerido para realizar el corte.

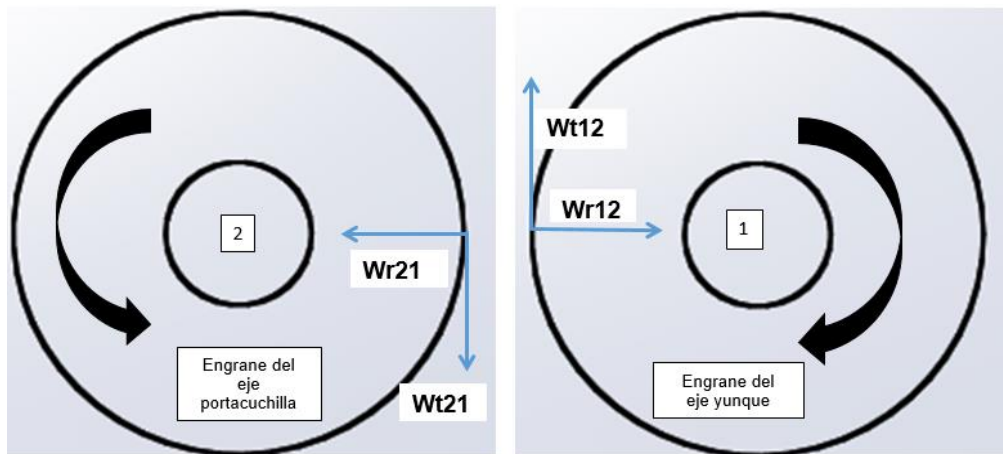


Figura 24. Diagrama de Cuerpo Libre de los engranes de la UCC.

Las fuerzas de la polea se calculan teniendo en cuenta (Figura 25), el torque de trabajo ($3343,62 \text{ lbf} \cdot \text{pulg}$), el coeficiente de fricción estático o cinético entre la banda (uretano) y la superficie de contacto ($\mu = 0,7$) y el ángulo entre la banda y la superficie de contacto, medido en radianes (β) [19]. El ángulo β , para este caso es de 180° debido a que las poleas conductora y conducida tienen el mismo diámetro 8 pulg ($Z = 80$).

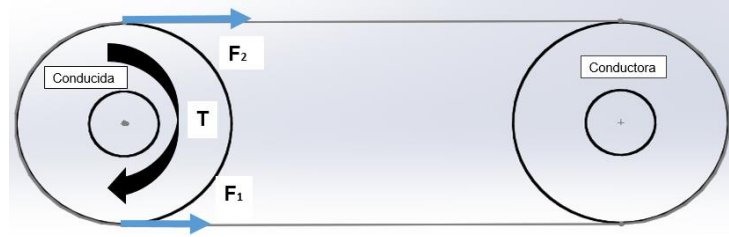


Figura 25. DCL para calcular la fuerza de la polea.

A partir de la Ecuación 8, se determinó la fuerza en la polea.

Ecuación 8. Calculo de la fuerza de la polea (F_p).

$$F_2 = F_1(e^{\mu\beta}) \quad [19] \quad F_2 - F_1 = \frac{T}{r} \quad F_p = F_1 + F_2$$

$$F_2 = 9,017F_1 \quad F_1 = 104,26\text{ lbf} \quad F_2 = 939,44\text{ lbf}$$

$$F_p = 1043,70\text{ lbf}$$

Fuerzas en el momento del corte.	Abreviatura.	Magnitud de la fuerza.	Dirección de la fuerza.
Fuerza tangencial del tambor	F_{t_t}	575,25 lbf	-x
Fuerza tangencial engrane	$W_{t_{12}}, W_{t_{21}}$	573,22 lbf	x, -x
Fuerza radial del engrane	$W_{r_{12}}, W_{r_{21}}$	148,25 lbf	-y, y
Fuerza tangencial cuchilla	F_{T_c}	575,25 lbf	x
Carga distribuida del tambor debido al peso	Q_i	4,01 lbf/pulg	-x
Fuerza de la polea	F_p	1043,70 lbf	-y
Fuerza normal de la cuchilla y del tambor de transporte	F_{n_c}, F_{n_t}	13 lbf	-y, y

Tabla 6. Tabla de resumen del cálculo de fuerzas

7.4 Análisis Estático.

En el análisis estático de la UCC actúan esfuerzos por flexión, debido a las fuerzas tangenciales que existen durante el corte de las cintas y cizallante por torsión. El eje yunque y portacuchilla, se encuentra apoyados por rodamientos esféricos de doble hilera en los puntos A y G respectivamente.

7.4.1 Eje yunque: En la verificación del diseño, se consideró el peso del eje, las fuerzas tangenciales y normales del tambor de transporte, las fuerzas radiales y tangenciales producidas por los engranes rectos y las reacciones en los rodamientos. Para evaluar la criticidad del eje, se consideró que el peso de los tambores de transporte se encuentra actuando en los planos yz y xz. El DCL del eje se muestra en la

Figura 26.

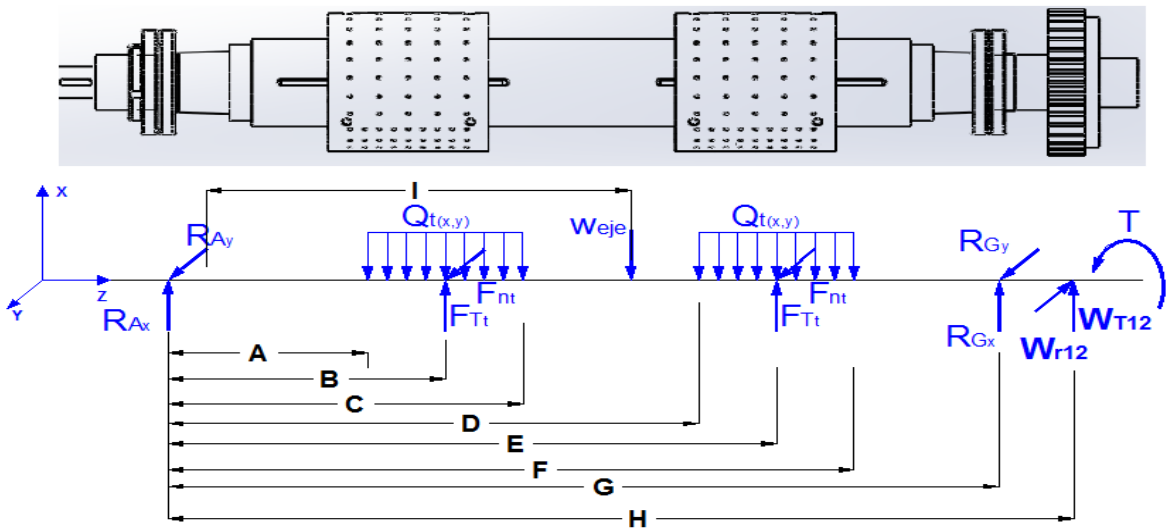


Figura 26. DCL del eje yunque.

Eje	Abreviatura	Valor	Valor (xz)	Valor (yz)	Unidades
Yunque	Torque nominal de corte	1671,81			<i>lbf · pulg</i>
	Reacción en el rodamiento en A		-77,91	-31,17	<i>lbf</i>
	Reacción en el rodamiento en G		-916,34	109,37	<i>lbf</i>

Tabla 7. Calculo de reacciones del eje yunque.

Con la distribución y cálculo de las reacciones mostradas en la Tabla 7, se elaboró los diagramas de momentos (Figura 27 y Figura 28) para cada plano y se determinó los momentos resultantes en el eje yunque.

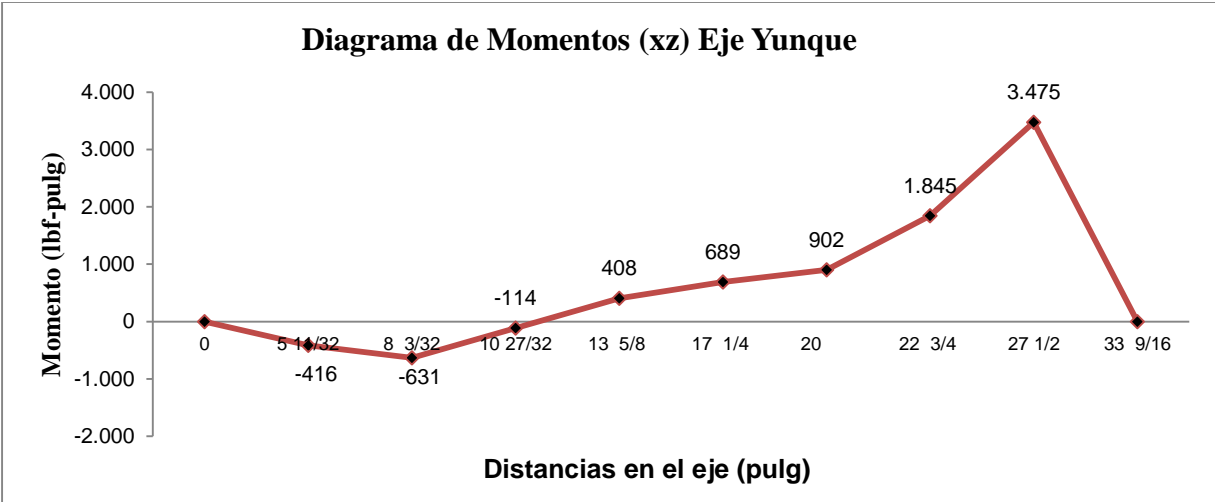


Figura 27. Diagrama de momentos plano xz eje yunque.

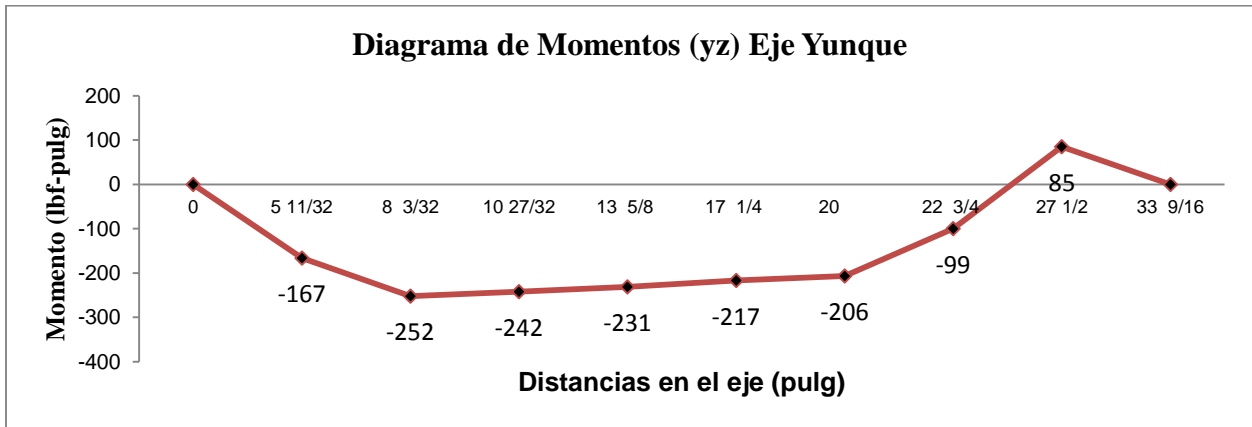


Figura 28. Diagrama de momentos plano yz eje yunque.

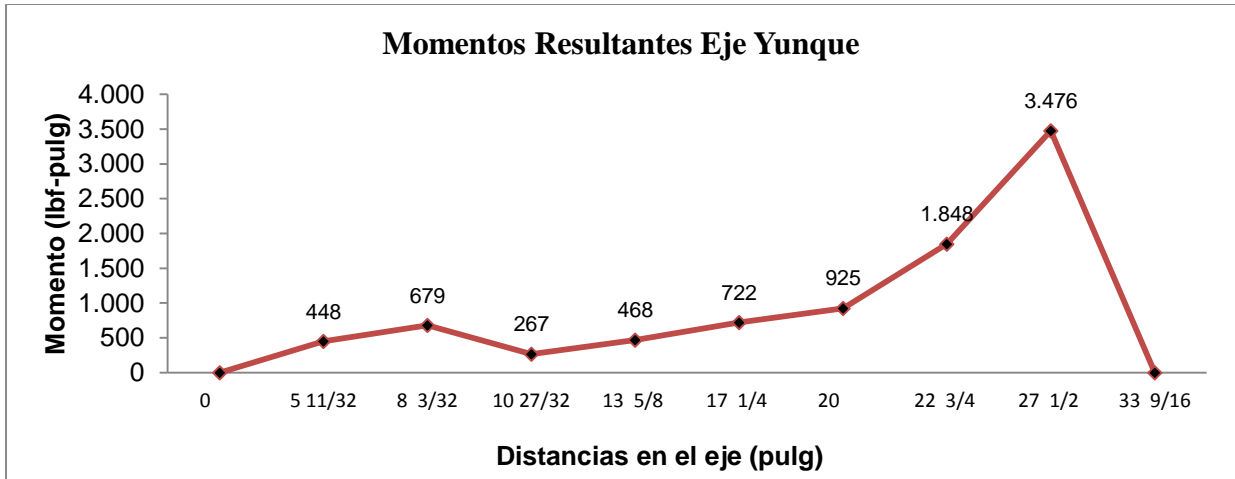


Figura 29. Diagrama momentos resultantes en el eje yunque.

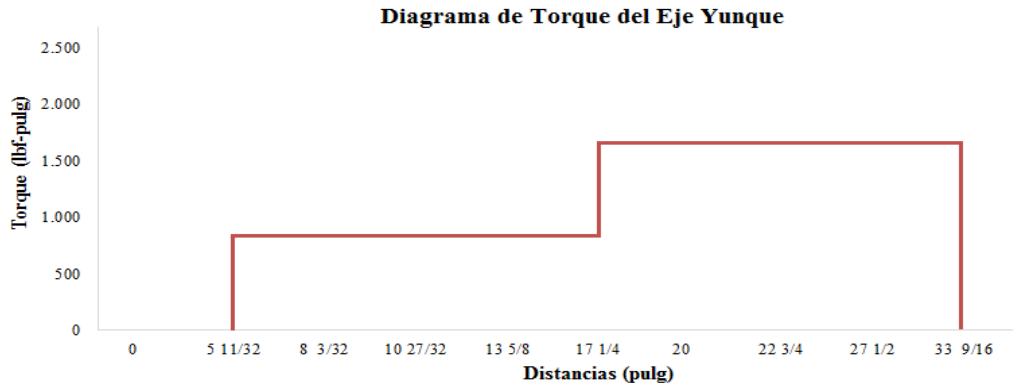


Figura 30. Diagrama de torque del eje yunque.

7.4.2 Eje portacuchilla: Sobre el eje actúan las fuerzas radial y tangencial del engrane recto, el peso del eje, las reacciones en los rodamientos, la fuerza de la polea, la fuerza normal y tangencial de la cuchilla. Ver Figura 31.

Los resultados se muestran en la Tabla 8 y se determinan los diagramas de momentos para cada plano yz y xz mostrados en la Figura 32 y Figura 33.

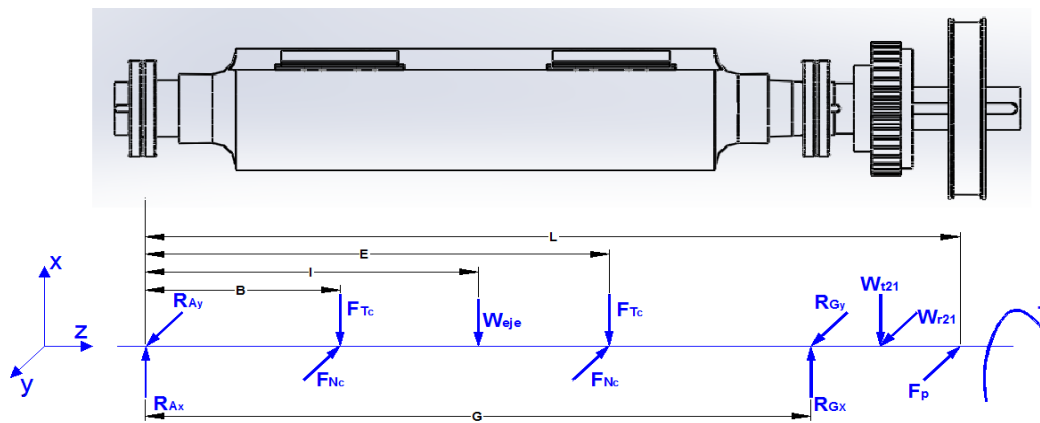


Figura 31. DCL del eje portacuchilla.

Eje	Abreviatura	Valor	Valor (xz)	Valor (yz)	Unidades
Portacuchilla	Torque nominal de corte	1671,81			<i>lb·pulg</i>
	Reacción en el rodamiento en A		221,74	1059,00	<i>lb</i>
	Reacción en el rodamiento en G		-262,97	1184,40	<i>lb</i>

Tabla 8. Calculo de reacciones del eje portacuchilla.

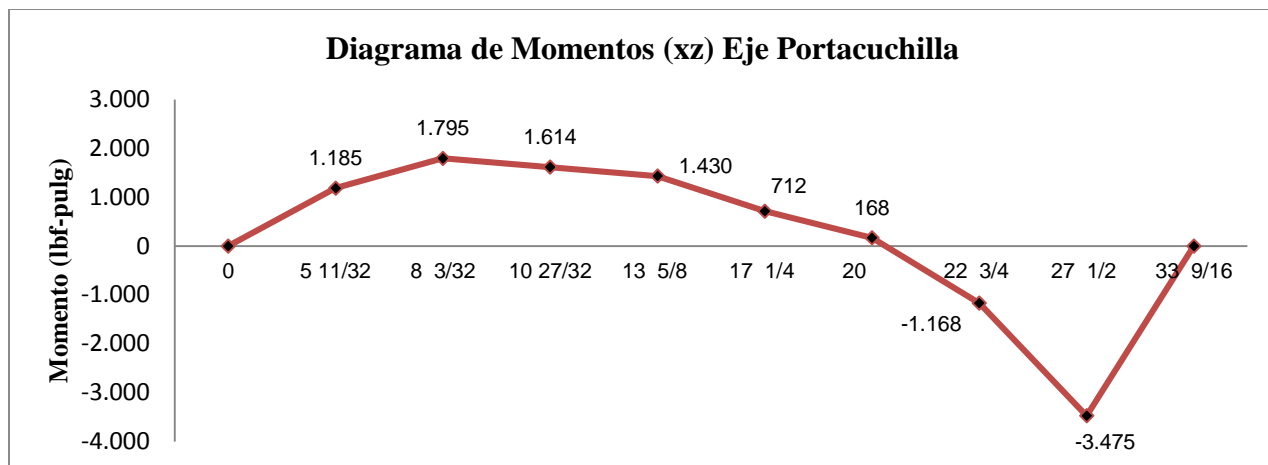


Figura 32. Diagrama de momentos plano xz del eje portacuchilla

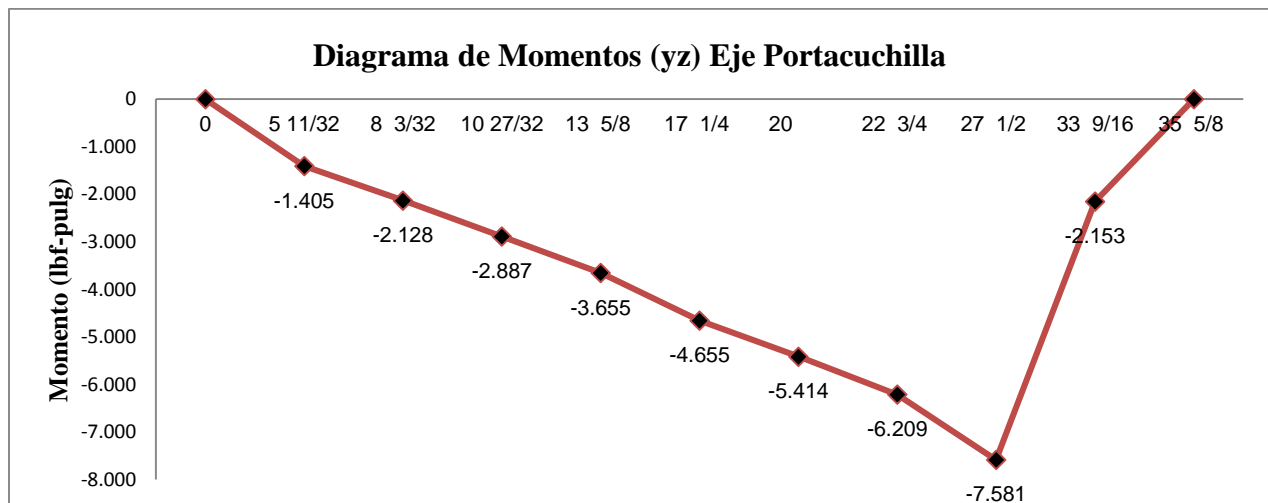


Figura 33. Diagrama de momentos plano yz del eje portacuchilla.

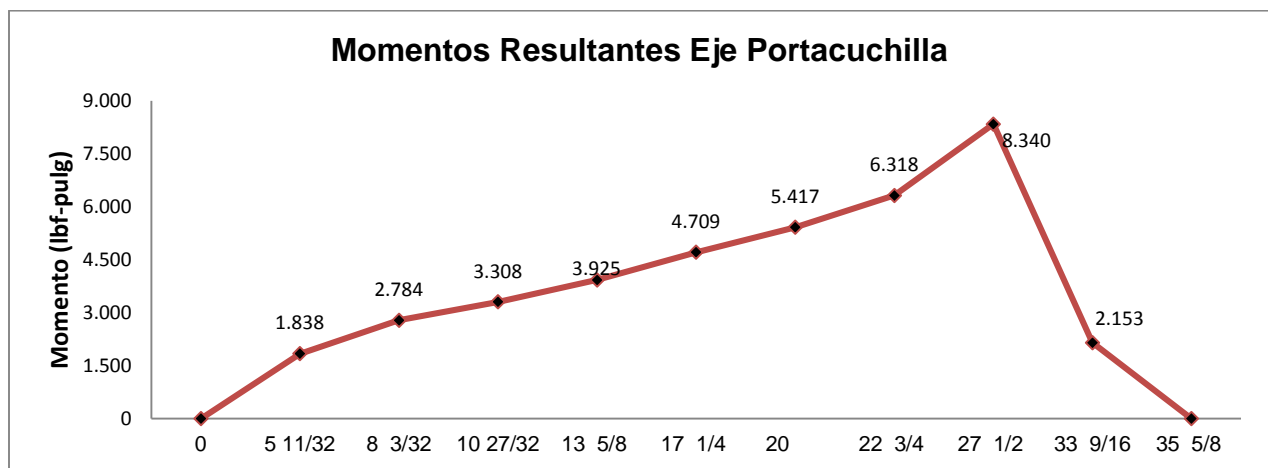


Figura 34. Diagrama de momentos resultantes en el eje portacuchilla.

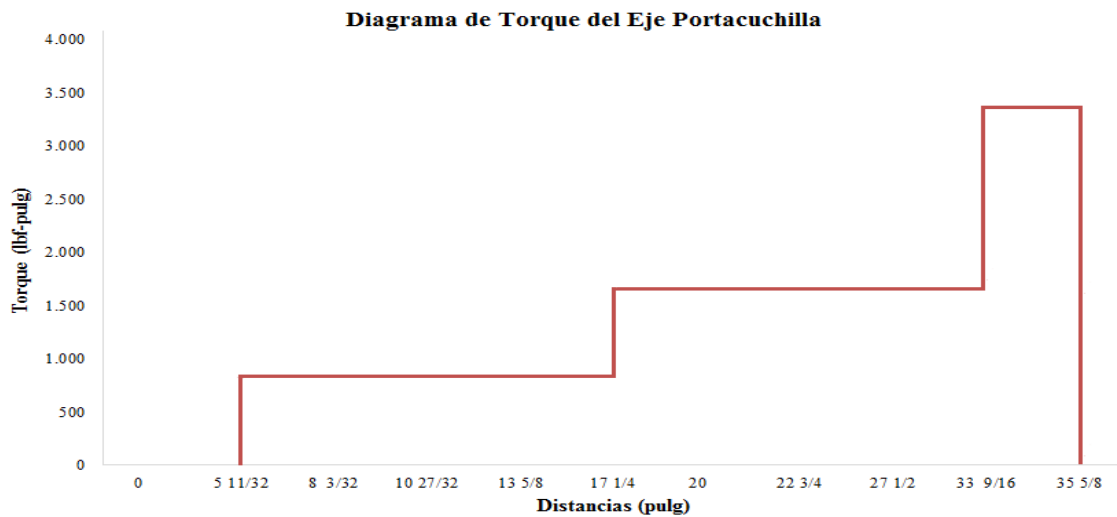


Figura 35. Diagrama de torque del eje portacuchilla.

7.4.3 Caracterización del material: Para la caracterización del acero de la UCC y la cuña, se toman muestras del eje yunque (Ver Figura 36) y cuña (Ver Figura 38).

Las metalografías se realizan en el laboratorio de caracterización de materiales del Grupo de Investigación en Fatigas y Superficies, edificio 345 de la Universidad del Valle. Utilizando el microscopio, se toman fotografías¹ a diferentes escalas 100x, 250x y 400x, con ataque químico de Nital al 2% durante 9 segundos para observar la estructura del material. (Ver Figura 36 y Ver Figura 37).

¹ Tomado con: Camara SONY 5.1 MP Color CCD P/N: TP

7.4.3.1 Eje yunque.

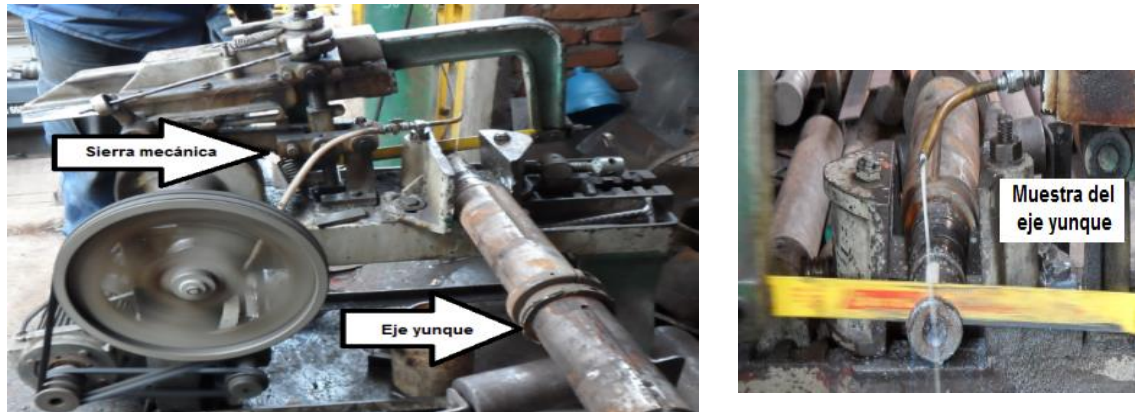
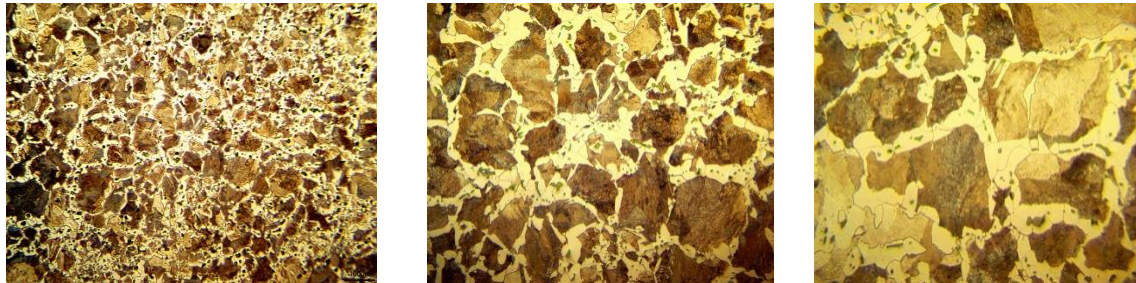


Figura 36. Corte del eje yunque.



A. Zoom 100x

B. Zoom 250x

C. Zoom 400x

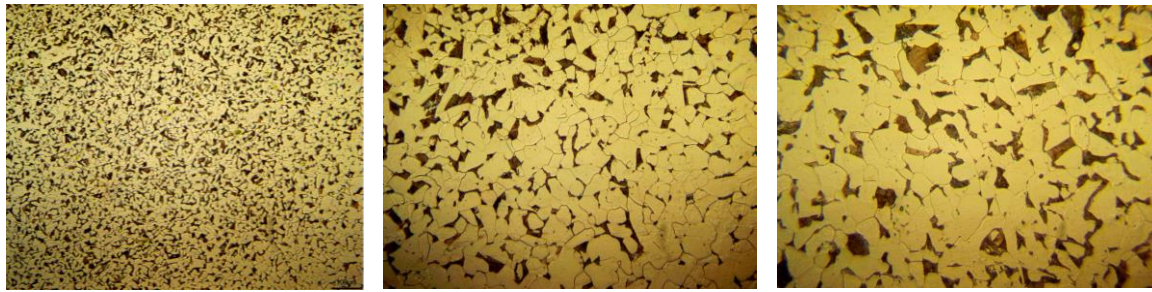
Figura 37. Metalografía del eje yunque. Perlita (gris) y ferrita (blanca).

Para determinar el tipo de acero del eje yunque se verifica el ASM HANDBOOK Volumen 9 (Figura 129, Acero 1045. Normalizada por austenización a 845°C (1550°F), refrigerada por aire y templado 2 horas a 480°C (900°F). 2% nital), se compara la metalografía y se determina que es un acero 1045 [20].

7.4.3.2 Chaveta.



Figura 38. Chaveta.



A. Zoom 100x

B. Zoom 250x

C. Zoom 400x

Figura 39. Metalografía de la cuña. Perlita (gris) y ferrita (blanca).

Para determinar el tipo de acero de la cuña se verifica el ASM HANDBOOK Volumen 9 (Figura 72, Acero SAE 1008. Normalizado después del 60% de reducción en frío a un espesor final de 8mm (0,03 pulg). La estructura ferrítica contiene perlita fina (áreas oscuras) en los límites de grano 4% Nital. 1000x) [20].

7.4.3.3 Ensayo de dureza: La determinación de la macrodureza de la probeta se realiza en el Laboratorio de Metalurgia de la Universidad del Valle, en la Escuela de Ingeniería de Materiales, utilizando el durómetro rockwell y utilizando la Ecuación 1 arrojando un esfuerzo ultimo para el material del eje $S_{ut} = 94,98 KPsi$.

En la caracterización del material el tipo de acero suministrado por la CC (Ver Tabla 4) de la UCC y la cuña, no concuerda con los resultados obtenidos en las pruebas de laboratorio (AISI 1045 y AISI 1008).

Para la evaluación del análisis estático y de fatiga, se trabajó con las propiedades mecánicas obtenidas en el laboratorio, mostradas en la Tabla 9.

Esfuerzo	Ejes UCC (AISI 1045)	Ejes UCC (AISI 1045)	Cuña (AISI 1008)	Cuña (AISI 1008)
<i>Ultimó (S_{ut})</i>	91,0 Kpsi	627,0 MPa	49,3 Kpsi	365,0 MPa
<i>Fluencia (S_y)</i>	77,0 Kpsi	530,9 MPa	41,3 Kpsi	303,3 MPa

Tabla 9. Propiedades Mecánicas del Acero AISI 1045 y AISI 1008 [12].

7.5 Calculo del Factor de Seguridad mediante la teoría de Von Misses.

Para determinar el Factor de Seguridad ($F.S_{vm}$) estático por medio de la teoría de Von Misses se calcula el σ_x , σ_y y τ_{xy} para determinar el esfuerzo equivalente. Los puntos G y H son los más críticos, al evaluarlos con la Ecuación 2 obtenemos los resultados mostrados en la Tabla 10.

Eje Portacuchilla				Eje Yunque			
Punto	Distancia	σ_{vm} (psi)	F.S _{vm}	Punto	Distancia	σ_{vm} (psi)	F.S _{vm}
G	27 1/2	7568,84	10,17	G	27 1/2	2833,15	27,18
H	33 9/16	2742,32	28,08	H	33 9/16	1843,43	41,77

Tabla 10. Esfuerzo de Von Misses (σ_{vm}) en puntos críticos y Factor de Seguridad.

Al obtener los factores de seguridad se concluye que el eje satisface las condiciones de diseño por el $F.S_{vm}$ en los puntos críticos.

7.6 Calculo de la deflexión.

La deflexión de los ejes yunque y portacuchilla se verifican, para su correcto funcionamiento, con la Ecuación 9(a) y la pendiente de la viga en los apoyos se encuentra dada por Ecuación 9(b) [15].

Ecuación 9. (a) Ecuación de la deflexión de una viga. (b) Ecuación de la pendiente de una viga.

$$y = \int_0^x \int_0^x \frac{M}{EI} dx dx + C_1 x + C_2 \quad \frac{dy}{dx} = \int_0^x \frac{M}{EI} dx + C_1$$

(a) (b)

7.6.1. Calculo de la deflexión y la pendiente, del eje yunque.

A partir de la ecuación de singularidad del eje en la dirección (xz y yz) se aplican las Ecuación 9(a) y 10(b), y teniendo en cuenta los cambios de sección, se calculan las constantes de integración usando las condiciones de borde.

Para el plano xz, como condición de borde en el eje yunque se tiene que:

$$z = 0, \quad x = 0, \quad c_2 = 0 \quad y \quad z = 27,5 \text{ pulg} \quad x = 0$$

y reemplazando se tiene que:

$$\left[\left(\frac{dx}{dz} \right)_{27,5} = 0,0001496 \text{ radianes} \right]_{xz}$$

De acuerdo a los cálculos realizados la deflexión en el punto máximo del eje yunque se encuentra en $13\frac{5}{8}$ pulg, con un valor calculado teóricamente de 0,0004825 pulg en el plano xz.

$$\left[(x_{max})_{13\frac{5}{8}} = 0,0004825 \text{ pulg} \right]_{xz}$$

Ahora se repite el procedimiento anterior para determinar la deflexión máxima y el cambio en la pendiente de la ubicación en el rodamiento para el plano xz, del eje.

Para la dirección yz, se tiene como condición de borde:

$$z = 0, \quad x = 0, \quad c_2 = 0 \quad y \quad z = 27,5 \text{ pulg} \quad x = 0$$

Y reemplazando se tiene que:

$$\left[\left(\frac{dy}{dz} \right)_{27,5} = 0,0000623 \text{ radianes} \right]_{yz}$$

$$\left[(y_{max})_{13\frac{5}{8}} = 0,0000746 \text{ pulg} \right]_{yz}$$

7.6.2. Calculo de la deflexión y la pendiente, del eje portacuchilla.

Se repite el procedimiento anterior para el eje portacuchilla. Al definir como condición de borde en el eje portacuchilla para el plano xz y yz, que:

$$z = 0, \quad x = 0, \quad c_2 = 0 \quad y \quad z = 27,5 \text{ pulg} \quad x = 0$$

$$z = 0, \quad y = 0, \quad c_2 = 0 \quad y \quad z = 27,5 \text{ pulg} \quad y = 0$$

Integrando y reemplazando tenemos la deflexión máxima en $36\frac{1}{2}$ pulg además de la pendiente sobre el rodamiento del lado derecho en 27,5 pulg sobre el eje portacuchilla.

$$\left[(x_{max})_{36\frac{1}{2}} = 0,007651 \text{ pulg} \right]_{xz} \quad \left[(y_{max})_{36\frac{1}{2}} = -0,001374 \text{ pulg} \right]_{yz}$$

$$\left[\left(\frac{dx}{dz} \right)_{27,5} = 0,000033 \text{ radianes} \right]_{xz} \quad \left[\left(\frac{dy}{dz} \right)_{27,5} = 0,0006882 \text{ radianes} \right]_{yz}$$

Las deflexiones y pendientes encontradas se determinaron para los puntos críticos sobre los ejes. La combinación de ellos a través de un vector resultante, mostró el valor máximo de los puntos de interés. La pendiente máxima se tomó para verificar las recomendaciones sugeridas en la ubicación de los rodamientos de acuerdo a [15]. Ver Tabla 11, de los resultados obtenidos y las recomendaciones dadas para los rodamientos.

Eje	Deflexión total (pulg)	Pendiente total (rad)	Pendiente en Rodamientos recomendada (rad)
Yunque	0,000486	0,00014	<0,001 rodillos y cónicos < 0,004 ranura profunda < 0,0087 bolas esféricas
Portacuchilla	0,007781	0,00069	

Tabla 11. Deflexión y pendiente total, de los ejes yunque y portacuchilla.

7.7 Análisis de resistencia a la fatiga.

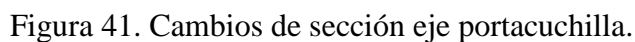
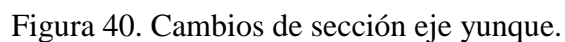
El modelo teórico definido por la Figura 17, es válido para la UCC, dado que es un fenómeno de flexión totalmente invertida y el $\sigma_m = 0$. Por lo anterior solo se trabajara σ_a .

7.7.1 Diámetro mínimo (d_{min}): Se verificó el d_{min} requerido en la operación del eje yunque y portacuchilla, teniendo en cuenta la Ecuación 10. Donde M_a es el momento resultante del punto crítico, T_m es el torque del punto, S_f es el factor corregido de fatiga y K_f es el factor concentración de esfuerzos por fatiga.

Ecuación 10. Determinación d_{min} de operación mediante el método ASME B106.1M- 1985 [12]

$$d_{min} = \left\{ \frac{32(F \cdot S_{fatiga})}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Para definir K_f , fue necesario definir K_t (factor de concentración de esfuerzos geométrico) mediante la Ecuación 11; teniendo en cuenta la Figura G-2 [12] y los cambios de sección de los ejes yunque y portacuchilla, mostrados en las Figura 40 y Figura 41. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 12. La sensibilidad a la entalla del material (q) es aproximadamente 0,8 para el material AISI 1045 como se muestra en la Figura 4-36 [12]. El $F \cdot S_{fatiga}$ se supone de 1,2 recomendado para los ejes sometidos a fatiga; de acuerdo a la norma AISC (*American Institute of Steel Construction*) [15].



Ecuación 12. Factor de concentración de esfuerzos por fatiga [12]. $k_f = 1 + q(k_t - 1)$

Tabla 12. Determinación de k_t y k_f para el eje yunque y portacuchilla, Por puntos de acuerdo a la Figura 40 y Figura 41.

De acuerdo a la Figura 29 y Figura 34 se toma el momento resultante máximo debido a flexión de cada eje y el torque del punto mostrado en la Figura 30. El punto G, es el punto crítico, el cual se evaluó con la Ecuación 10 y los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 13. [12]

Punto G	Eje Yunque	Eje Portacuchilla
d_{min}	1,67 pulg	2,15 pulg

Tabla 13. Diámetro mínimo para el punto G, en el eje yunque y portacuchilla.

El d_{min} requerido para el punto G, mostrado en la Tabla 13, muestra que el eje yunque y portacuchilla satisfacen las condiciones de operación a los que se encuentran sometidos los ejes.

7.7.2 Factor de superficie (K_a): Este depende del acabado de la superficie, el cual es maquinado para la UCC, las constantes A y b son determinadas por la Tabla 6- 3, Coeficientes para la ecuación de factor superficie y la Ecuación 6-7e. [12]

Ecuación 13. Factor de superficie.

$$k_a = A(S_{ut})^b \quad k_a = 2,7(91)^{-0.265} \quad k_a = 0,817$$

7.7.3 Factor de tamaño (K_b): Este depende del tamaño de la pieza a considerar el hecho de que a más grandes fallan con menores esfuerzos. El diámetro del eje yunque es de 3-5/8 pulg y el eje portacuchilla 5-5/8 pulg, por lo que se escoge la Ecuación 14.

Ecuación 14. Factor de tamaño.

$$0.3in \leq d \leq 10in \quad k_b = 0,869d^{-0.097}$$

Eje yunque (3 5/8 pulg)	Eje Portacuchilla (5 5/8 pulg)
0,767	0,735

Tabla 14. Factor de tamaño de ejes de la UCC

7.7.4 Factor de confiabilidad (K_c): Para el factor de confiabilidad suponemos un factor del 95% lo que corresponde de acuerdo a la Tabla 6-4 Factores de confiabilidad 0,868 [12].

7.7.5 Factor de temperatura (K_d): Para este factor influye la temperatura de trabajo de los ejes de la UCC y su temperatura se encuentra menor a 450°C. $K_d = 1$. [12]

7.7.6 Factor de efectos varios(K_e): Se toma del factor de concentración de esfuerzos por fatiga $K_e = 1/K_f$. [12]

7.7.7 Límite de resistencia a la fatiga (S'_e) : El límite de resistencia a la fatiga se encuentra definido para los aceros como $S'_e = 0,5 \cdot S_{ut}$. [12]

7.7.8 Límite de resistencia a la fatiga corregido (S_e) : El límite de resistencia a la fatiga corregido se calcula en cada eje de acuerdo a los puntos definidos en la Tabla 15 y Figura 31 para determinarlo por la Ecuación 3 y se muestran los resultados en la Tabla 15.

7.7.9 Cálculo del factor de seguridad por fatiga (N_f) : Aplicando la teoría de falla por fatiga, se obtuvo el siguiente factor de seguridad para cada uno de los puntos mostrados en la Figura 26 y Figura 31. Utilizando la Ecuación 15 Mediante el criterio ASME. En la Tabla 15 se muestran los resultados obtenidos.

Ecuación 15. **$F \cdot S_{ASME}$** , Factor de Seguridad mediante el criterio ASME. [12]

$$\frac{1}{(F \cdot S_{ASME})^2} = \left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_y}\right)^2$$

Puntos	A	B	C	D	E	F	G	H	Eje
Distancias (pulg)	5 11/32	8 3/32	10 27/32	17 1/4	20	22 3/4	27 1/2	33 9/16	
Se (psi)	15897	15897	15897	15897	15897	15897	13548	11233	Portacuchilla
F.S_{ASME}	136,75	90,56	78,05	67,90	56,09	53,96	2,25	5,01	
Se (psi)	10135	10135	10135	10135	10135	10135	16298	11233	Yunque
F.S_{ASME}	71,69	63,87	77,04	34,90	32,77	24,33	5,66	7,45	

Tabla 15. Limite (Se) de resistencia a la fatiga corregido y F_{ASME} por cada punto y eje.

Por los resultados anteriores el estado crítico de los ejes de la UCC, se encuentra en el punto G (donde se ubica el rodamiento).

7.8 Análisis de las cuñas: El eje yunque cuenta con 4 cuñas, 2 para el bloqueo de los tambores de transporte, 1 para la transmisión de potencia por engrane recto y 1 cuadrante para ajustar el torque con maquina parada. Para el análisis se tomó en cuenta las cuñas que bloquean los tambores de transporte y la de entrada de potencia, por medio del engrane recto. El eje portacuchilla cuenta con

dos cuñas, una para la entrada de potencia al eje mediante la polea Z=80 con paso 8M y la otra para transmisión de la potencia al eje yunque. En la Figura 42 se muestra un esquema de cuñero y fuerzas que actúan sobre una cuña.

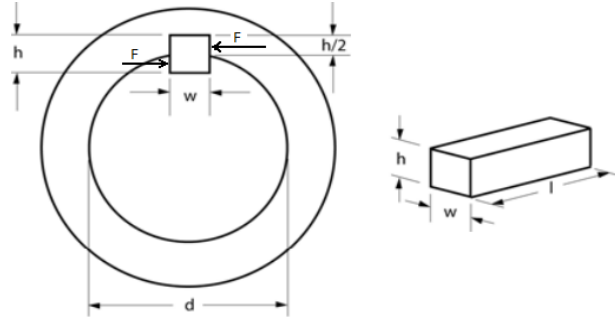


Figura 42. Esquema de cuñero y cuña.

Para el análisis de la cuña del ensamble tambor-cuña-eje y eje portacuchilla, se tuvo en cuenta, el torque trabajo realizado en los diagramas mostrados en la Figura 30 y Figura 35.

7.8.1 Cuñas del eje yunque: Para el cálculo de los esfuerzos cortantes y de aplastamiento de la cuña se tuvo en cuenta que el fenómeno es de flexión totalmente invertido. Las cuñas de bloqueo del tambor de transporte son de $3/8 \times 3/8 \times 5 1/2$ y la cuña del engrane es $1/2 \times 1/2 \times 1 1/2$ medidas en pulgadas. Con el torque y el diámetro de cada uno de los puntos, se procedió a calcular la fuerza con la Ecuación 5 y el esfuerzo de Von Misses con la Ecuación 2.

$$F_{tt} = \frac{(835,91) \text{ lbf} \cdot \text{pulg}}{(1,8125 \text{ pulg})} = 461,19 \text{ lbf} \quad \tau_{tt} = \frac{F_a}{(3/8 \text{ pulg})(5,5 \text{ pulg})} = 223,61 \text{ psi}$$

$$\sigma_{VM_{tt}} = \sqrt{3(223,61)^2} = 387,32 \text{ psi}$$

Ecuación 16. Esfuerzo de aplastamiento de la cuña [12].

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F_{tt}}{A_{\text{contacto}}} = \frac{322,83 \text{ lbf}}{(3/16 \text{ pulg})(5,5 \text{ pulg})} = 447,21 \text{ psi}$$

Al determinar el esfuerzo de Von Misses, para las cuñas del tambor de transporte, se calculó el factor de seguridad mediante la Ecuación 2, obteniendo un valor de 106,63, lo que satisface las condiciones de operación.

Para el cálculo de la cuña del engrane recto se repite el procedimiento anterior.

$$F_{eng} = \frac{(1671,81) \text{ lbf} \cdot \text{pulg}}{(15/16 \text{ pulg})} = 1783,26 \text{ lbf} \quad \tau_{eng} = \frac{F_a}{(1/2 \text{ pulg})(1 1/2 \text{ pulg})} = 2377,68 \text{ psi}$$

$$\sigma_{VM_{eng}} = \sqrt{3(2377,68psi)^2} = 4118,27psi$$

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{1170,26 lbf}{(1/4)(1\frac{1}{2})} = 4755,36psi$$

El factor de seguridad de la cuña se calculó mediante la Ecuación 2, obteniendo como resultado de 8,68, lo que satisface las condiciones de operación del diseño.

7.8.2 Cuñas del eje portacuchilla: Para el bloqueo del engrane recto se ensambla una cuña de $1/2 \times 1/2 \times 1\frac{1}{2}$ y la cuña para la polea es $1/2 \times 1/2 \times 1\frac{9}{16}$ medidas en pulgadas. Utilizando la Ecuación 5 encontramos las fuerzas para determinar el esfuerzo cortante y el esfuerzo de aplastamiento de las cuñas.

$$F_{polea} = \frac{(3343,26)lbf \cdot pulg}{(15/16)} = 3566,14 lbf \quad \tau_{polea} = 4564,65psi$$

$$\sigma_{VM_{polea}} = \sqrt{3(798,90)^2} = 7906,22psi$$

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{3566,14 lbf}{(1/4)(1\frac{9}{16})} = 9129,32psi$$

El factor de seguridad de la cuña del engrane recto es de 6,27, dado que las dimensiones de la ubicación del engrane sobre el eje yunque son las mismas y la cuña de bloqueo de la polea es de 10,94. Los factores de seguridad satisfacen las condiciones de operación del diseño.

A continuación se realiza la Tabla 16 que resume los factores de seguridad a fatiga y se incluyó el factor de seguridad por aplastamiento de las cuñas.

Cuñas	Factor de Seguridad a Cortante	Factor de Seguridad por Aplastamiento
Tambores de transporte (tt)	106,63	110,24
Engrane recto (eng)	8,68	10,37
Polea Z=80 (polea)	6,27	5,40

Tabla 16. Tabla resumen de los factores de seguridad de las cuñas.

7.9 Análisis de elementos finitos.

Para el análisis de elementos finitos, se realizaron las siguientes suposiciones y condiciones de borde, para el eje yunque y eje portacuchilla.

- Modelo lineal y material isotrópico.
- Soportes cilíndricos, en la ubicación de los rodamientos sobre el eje, con velocidad tangencial libre.
- Contacto entre superficies fijas para los ensambles (tipo Bonded).

7.9.1 Eje Yunque.

- Soporte fijo, en el punto I de la Figura 43.
- Ubicación de las fuerzas tangenciales en los tambores de transporte de la UCC de 287,62 *lbf* y una fuerza normal del corte de 13,00 *lbf* en cada lado. Punto C y D de la Figura 43.
- Soportes cilíndricos, en los Puntos A y B de la Figura 43 con velocidad tangencial libre.
- En el punto H se aplica la carga radial y tangencial realizada por el engrane recto del eje yunque y una carga tangencial (Ver Tabla 6) realizada por el engrane del eje estampador de las cintas.
- En los puntos E, F y G se aplican unas restricciones de desplazamiento axial Figura 43.

B: Static Structural
 Static Structural
 Time: 1, s
 17/06/2015 12:30 a. m.

- A** Cylindrical Support: 0, in
- B** Cylindrical Support 2: 0, in
- C** Force: 287,91 lbf
- D** Force 2: 287,91 lbf
- E** Displacement
- F** Displacement 2
- G** Displacement 3
- H** Force 3: 592,08 lbf
- I** Fixed Support 2

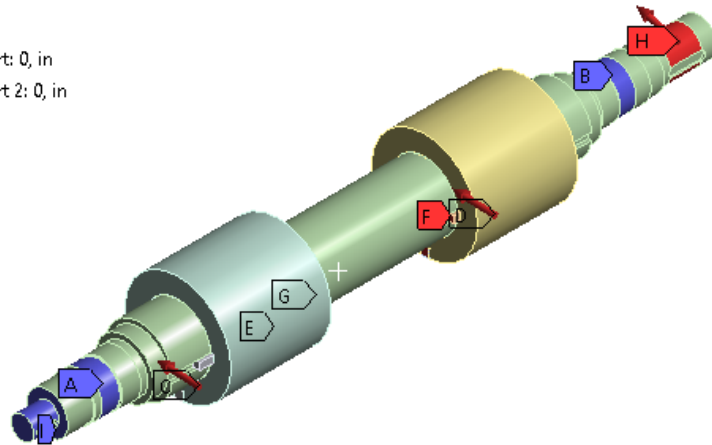


Figura 43. Condiciones de borde para el eje yunque.

El modelo emplea en la malla, tipos de elementos tetraédricos de 10 nodos, donde cada nodo posee tres grados de libertad, que corresponden a las direcciones X, Y y Z. El tamaño de los elementos general para el eje yunque fue de 3mm, con refinamiento al lado del punto B (mostrado en la

Figura 43) de 2mm y el mayor refinamiento fue de 1mm en la zona de interés, como se puede apreciar en la Figura 44.

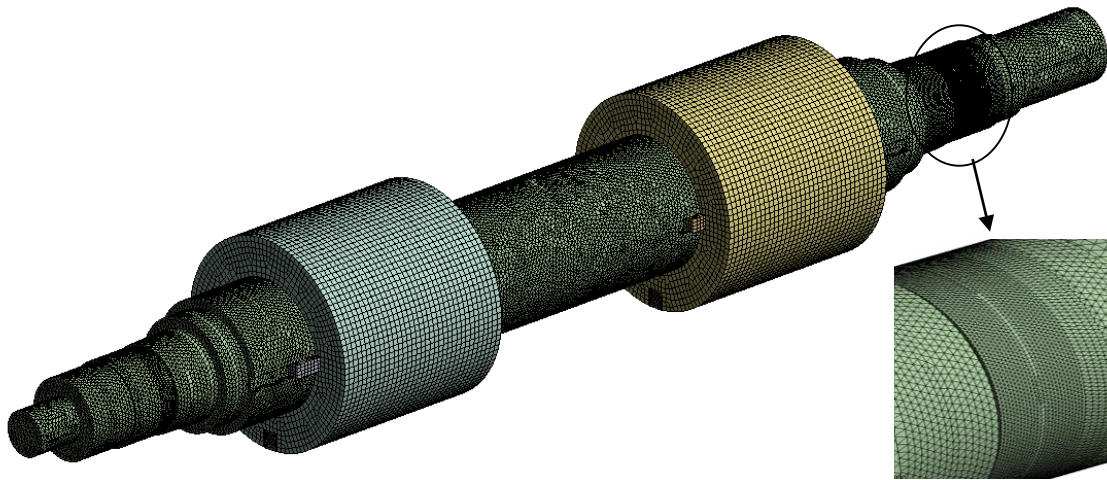


Figura 44. Malla del eje yunque.

La Figura 45, muestra la curva de convergencia del modelo, donde se observa como varían los esfuerzos efectivos de Von Misses, a medida que el número de nodos aumenta. Se considera que el modelo converge con base a un criterio de desviación porcentual $< 5\%$ (3,90%) respecto a su valor anterior. La magnitud del esfuerzo en estas condiciones es de 5180,3psi para un número de nodos de 2`468.218.

El esfuerzo de Von Misses anteriormente calculado para el eje yunque; en la ubicación del rodamiento en el punto B (Ver Figura 43); fue de 2833,15 psi. Este esfuerzo es bajo considerando el valor de la resistencia a la fluencia del acero AISI1045 rolado en frio (77000psi). Para este elemento en particular se debe tener en cuenta el factor de concentración de esfuerzos geométrico; por los cambios de sección del eje; ($K_t=1,794$) definidos en la Tabla 12.

Al esfuerzo de Von Misses de 2833,15 psi, multiplicado por el K_t obtenemos un esfuerzo de 5082,66 psi; resultado que nos muestra un factor de seguridad de 15,15 este resultado nos indica que el eje yunque brinda un buen grado de confiabilidad.

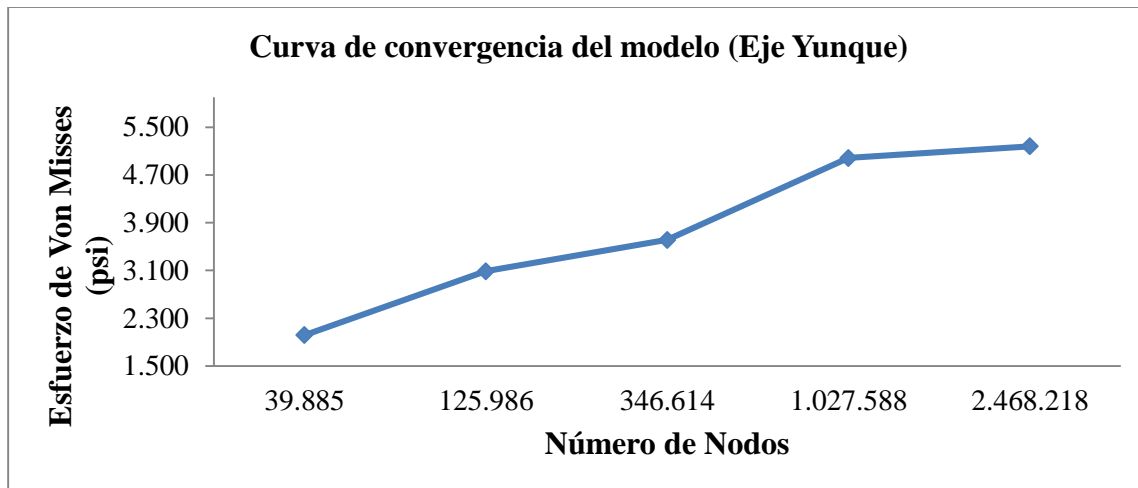


Figura 45. Curva de convergencia del modelo para el eje yunque.

La mayor concentración del esfuerzo en el eje se encuentra en la ubicación del rodamiento en el punto B de la Figura 43 como se muestra en la Figura 46; esfuerzo de Von Mises de 5180,3psi, resultados que validan los cálculos teóricos realizados para el eje yunque con una variación porcentual del 1,92%.

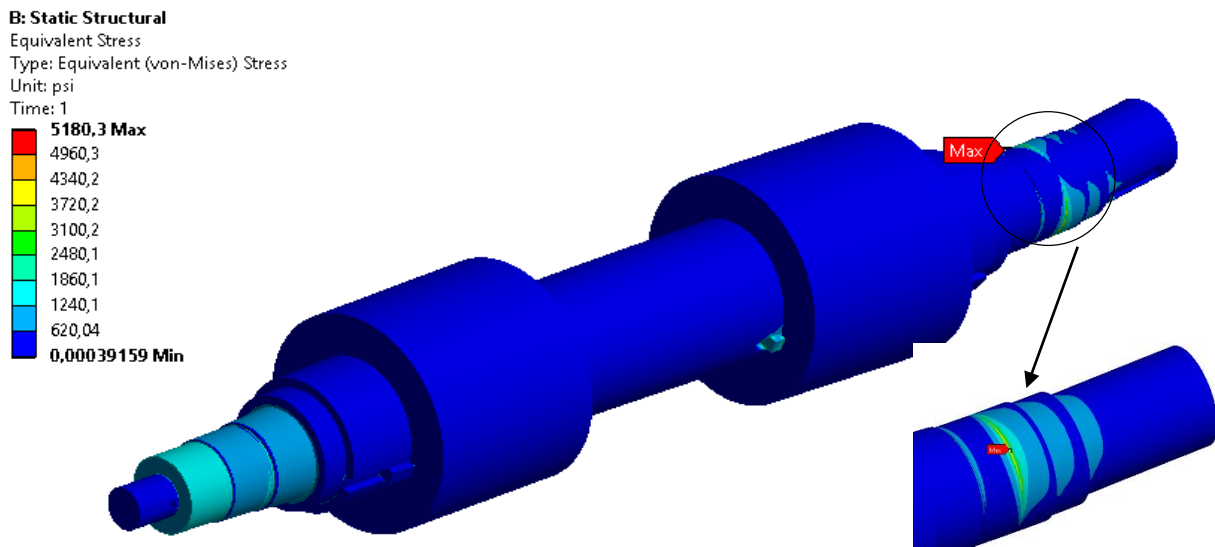


Figura 46. Distribución del esfuerzo equivalente de Von Mises para el eje yunque y su punto máximo.

7.9.2 Eje portacuchilla.

Para el análisis de elementos finitos del eje portacuchilla se plantean las siguientes condiciones de borde:

- Soportes cilíndricos, en el punto C y D.
- Fuerza tangencial de la cuchilla puntos A y B (287,62 lbf) y fuerza de corte de la cinta lateral (13lbf).
- Soporte fijo en el punto G de la Figura 47.
- En el punto E se aplican las cargas radial y tangencial del engrane recto.
- En el punto F se aplica la fuerza resultante de la polea de 80 dientes de (1043,70 lbf).

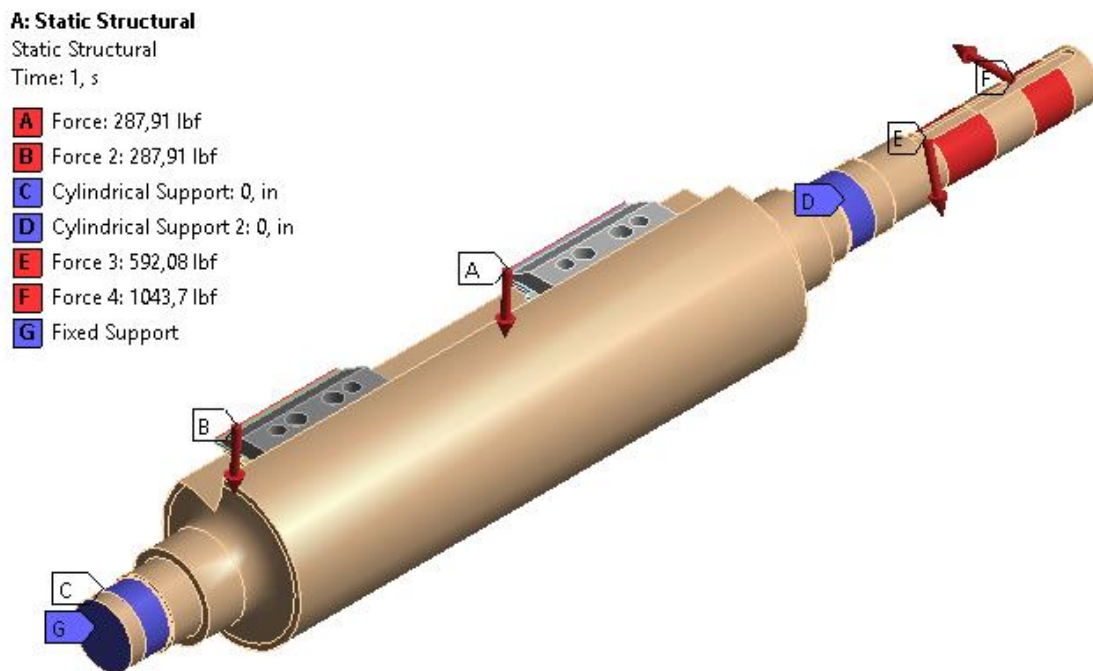


Figura 47. Condiciones de borde del eje portacuchilla.

El modelo emplea en la malla tipos de elementos tetraédricos de 10 nodos, definidos anteriormente para el eje yunque. El tamaño de los elementos en la zona de mayor refinamiento fue de 2 milímetros de lado aproximadamente en la zona de interés, como se puede apreciar en la Figura 48.

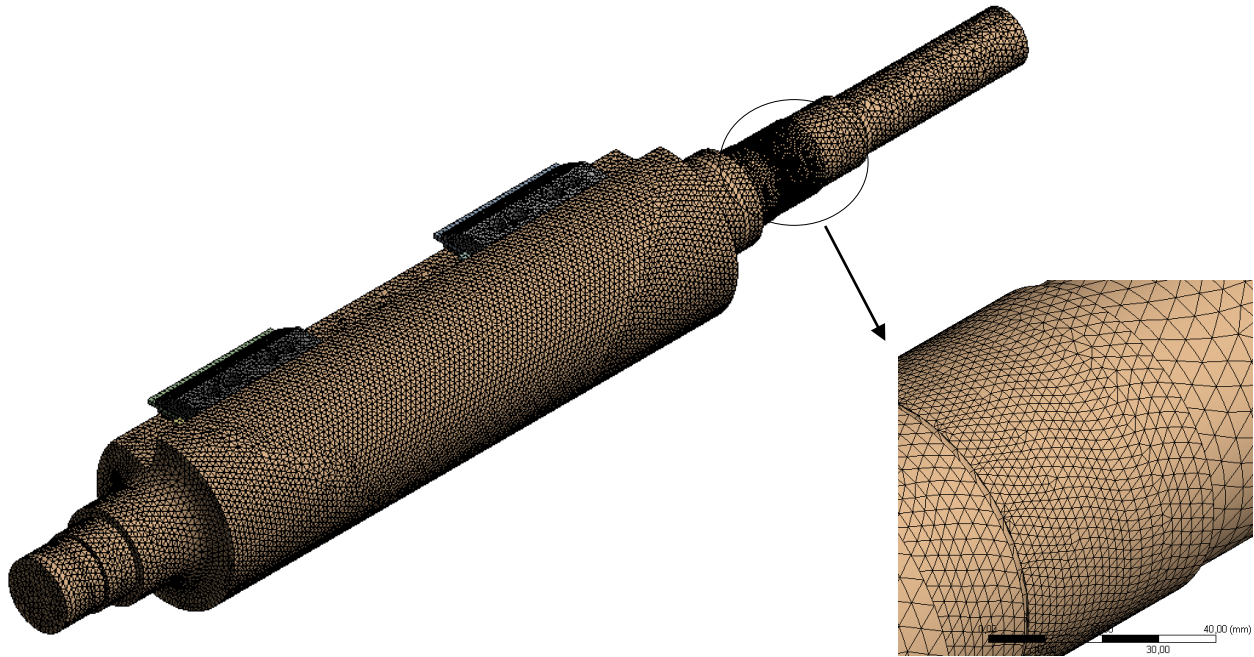


Figura 48. Enmallado del modelo de elementos finitos para el eje portacuchilla, con refinamiento en la ubicación del rodamiento.

En la Figura 49 se muestra la curva de convergencia del modelo. El criterio de convergencia fue del 3,74% de variación con a su valor anterior. La magnitud del esfuerzo en estas condiciones es de 13235psi para un número de nodos de 702880, como se muestra en la Figura 50.

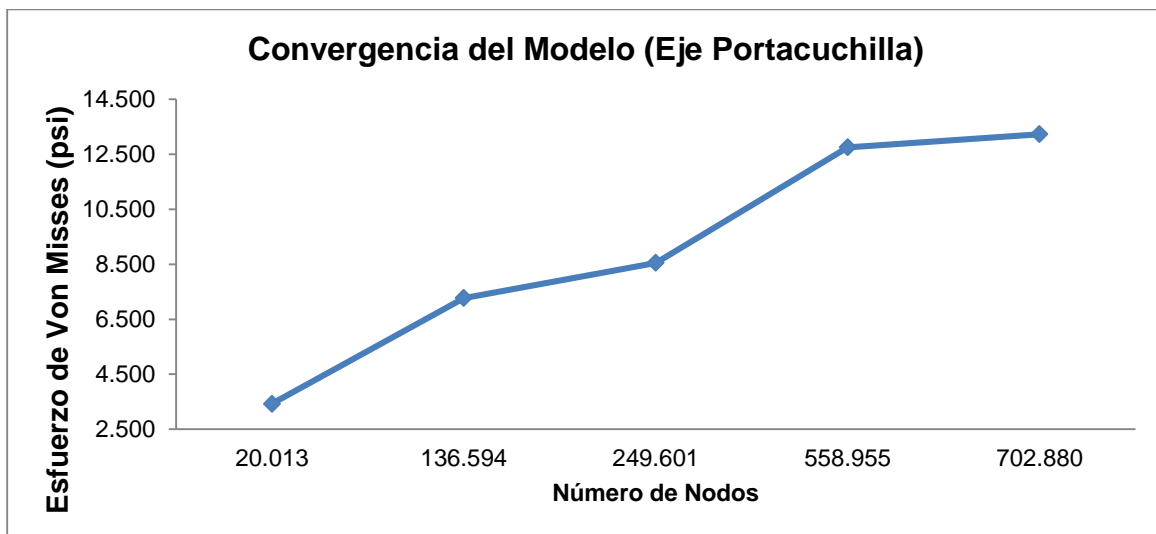


Figura 49. Curva de convergencia del modelo para el eje portacuchilla.

La mayor concentración del esfuerzo en el eje, se encuentra en la ubicación del rodamiento en el punto D de la Figura 47; como se muestra en la Figura 50.

El factor de esfuerzos geométrico obtenido del modelo de elementos finitos para el eje es un valor aproximado de 1,748, dato que valida los cálculos realizados en la Tabla 12 para el K_t teórico (1,794).

Debido a que el esfuerzo de Von Mises mostrado en la Tabla 10 de 7568,84psi; es bajo comparado con el esfuerzo a la fluencia del material para el acero AISI 1045 rolado en frio (77000psi); se multiplica por el factor de concentración geométrico (K_t) determinado en la Tabla 12, dando una variación porcentual 2,59% respecto al modelo de elementos finitos.

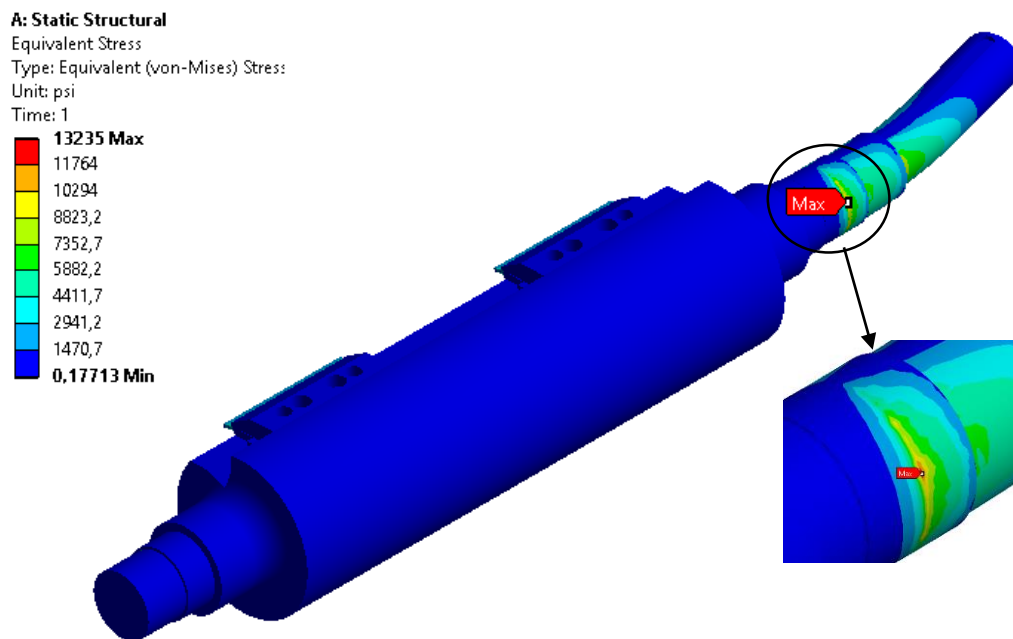


Figura 50. Distribución del esfuerzo equivalente de Von Mises para el eje portacuchilla y su punto máximo.

De acuerdo a las visitas de la empresa manufacturera y al análisis realizado, podemos concluir que la UCC, se encuentra operando fuera de las condiciones del diseño original, debido a que no se encuentra en funcionamiento el embrague mecánico TGC-200, además el material del eje yunque y la cuña, no coinciden con la información suministrada por la CC.

8. ALTERNATIVAS MECANICAS DE REDISEÑO.

8.1 Alternativas de Diseño.

A continuación se presentan diferentes configuraciones o bocetos que se tuvieron en cuenta para el diseño final.

8.1.1 Configuración A: Considerando la norma para cuñas, ANSI (American National Standards Institute) B17.1 – 1967 [12], modificamos la geometría de la cuña cuadrada de 3/8 pulg a rectangular 7/8x5/8 pulg, teniendo en cuenta el diámetro del eje con un acero AISI 1018, como se muestra en la Figura 51 . Para el eje yunque, tambor de transporte y eje portacuchilla, cambiamos el tipo de acero a un AISI 4140 templado y revenido a 800°F. Acondicionamiento del clutch TGC-200, en la transmisión de la máquina.

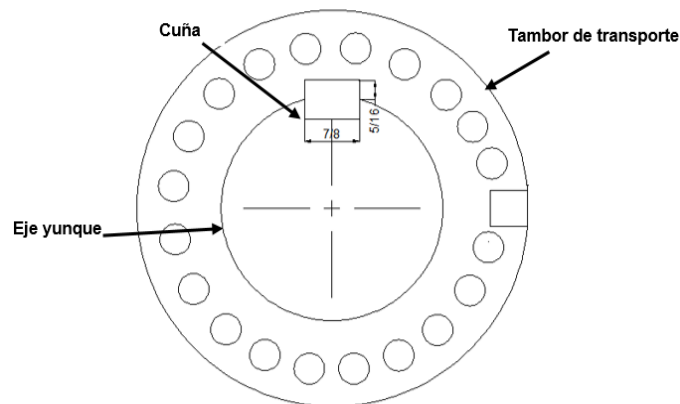


Figura 51. Modificación de la dimensión de la cuña de acuerdo a la norma ANSI B17.1–1967

Ventajas de la Configuración A:

- Se igualan las condiciones iniciales del diseño original, información suministrada por la CC en la Tabla 4.
- Habilidad del clutch TGC-200, de la UCC en la transmisión de la máquina como se muestra en el Anexo, del diagrama de potencia.
- En el análisis del diseño realizado se analizó las cuñas del tambor de transporte, poleas y engranes, los cuales mostraron unos factores de seguridad conservadores, razón por la cual, no se tiene en cuenta la modificación de la cuña de cuadrada a rectangular.

La Configuración A, se rechaza debido a la habilitación del clutch TGC-200, lo que restringe el torque máximo a $3343,62 \text{ lbf} \cdot \text{pulg}$ permitiendo la utilización del acero AISI 1045, ya que cumplen con los criterios de diseño.

8.1.2 Configuración B: En esta configuración se modifica la velocidad de operación de la UCC a la mitad, variando la velocidad, mediante transmisión mecánica, cambiando una polea de acuerdo al diagrama de potencia de la unidad realizada. Esto consiste en que la UCC, haga dos cortes por cada vuelta (Ver Figura 52).

Aunque la tendencia en los cortes rotativos con cuchilla plana es aumentar el número de cortes por cada revolución; estas unidades se encuentran a 90° de la maquina; para este caso, no aplica porque el proceso de corte y ensamble de la cintas en esta máquina se encuentra en línea recta y es un proceso continuo.

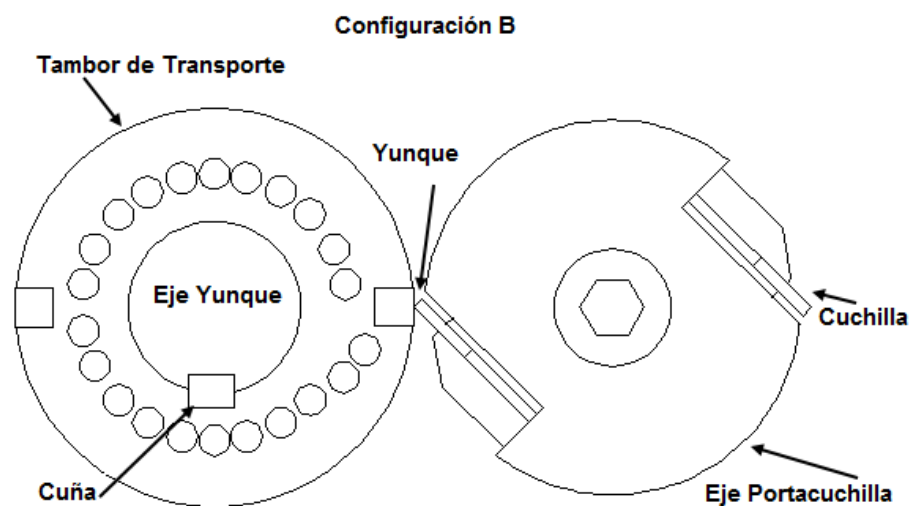


Figura 52. Esquema de la Configuración B, para cortar dos cortes por cada revolución

La Configuración B, es rechazada porque se disminuye la velocidad de producción de la máquina.

8.1.3 Configuración C: En esta configuración para UCC se tiene en cuenta el defecto de calidad que se presenta en el pañal al momento del ensamble de la cinta y aumentar la vida útil de las cuchillas de corte de las cintas laterales.

En el eje yunque la geometría original se mantendrá, pero se escogerá un ajuste forzado entre el tambor de transporte y el eje. Al seleccionar este tipo de ajuste entre los elementos mecánicos es

necesario realizar un análisis de interferencia entre los dos componentes, verificando que los esfuerzos radiales y tangenciales, así como el torque transmitido satisfagan la operación del ensamble.

En el eje portacuchilla se modifica el sistema de sujeción de la cuchilla, para permitir la utilización de cuchillas rectificadas (Ver Figura 53). La modificación se debe a que en la actualidad solamente se trabajan con cuchillas de $1\frac{1}{4}$ pulg y después de utilizadas; no se recuperan; por lo que el reciclar las cuchillas para rectificarlas, es una opción para disminuir los costos de manutención de la máquina y así prolongar su vida de útil.

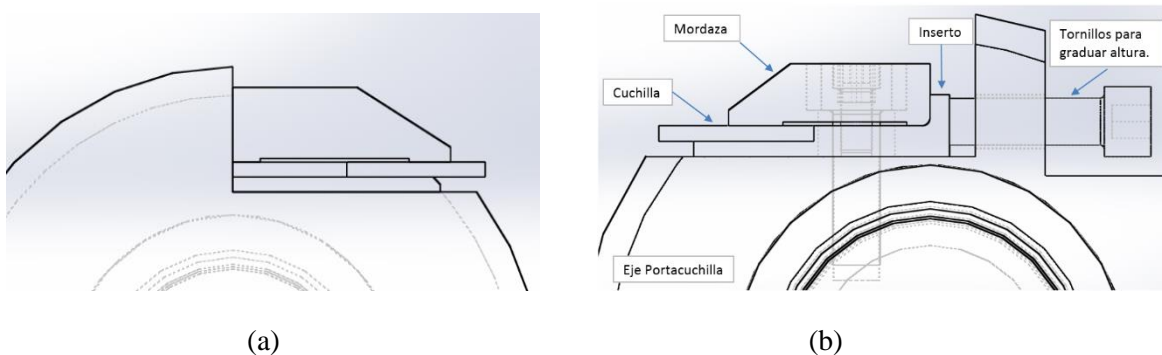


Figura 53. (a) Sistema de sujeción de la cuchilla actual. (b) Propuesta de nuevo sistema de sujeción.

Ventajas de la Configuración C:

- Se mantiene la geometría en el eje yunque para el montaje de los rodamientos.
- Permite mantener el mismo número de componentes con los parámetros originales de la máquina, instalando el embrague de sobrecarga TGC-200 para la UCC.
- Reutilización de las cuchillas de corte, mediante el nuevo mecanismo de sujeción para el eje portacuchilla.

9. REDISEÑO DETALLADO.

El rediseño de la UCC se basó en las condiciones y restricciones definidas en la página 36. Para el análisis del rediseño detallado, se tendrá en cuenta que las cargas son las mismas que se utilizaron en el análisis del diseño actual.

Al realizar el análisis del diseño, se encontró que el material de los ejes, cumple con los requerimientos estáticos y de fatiga, a los que se encuentran sometidos. Por esta razón, no fue conveniente modificarlo; además, es de fácil adquisición en el mercado nacional y sus costos son relativamente moderados del acero AISI1045.

9.1 Eje Yunque.

9.1.1 Diseño por interferencia: Para el ensamble de los tambores de las cintas laterales sobre el eje yunque, se tuvo en cuenta la falla que se estaba presentando. Por el análisis realizado, se descartó la falla por fatiga de la cuña. El rediseño del eje yunque y el tambor de transporte, se hizo por interferencia. De esta manera, se garantiza el ensamble adecuado de los componentes.

9.1.1.1 Selección de la Interferencia y cálculos: En la interferencia radial del tambor de transporte del eje yunque, se seleccionó un ajuste tipo forzado clase FN2 (H7/s6); con límite de máximo de interferencia radial de [0,0000 a 0,0037 pulgadas]; de acuerdo a la norma ANSI B4.1-1967(R1987). A partir de la selección del tipo de ajuste radial, se realizó el análisis de interferencia entre los componentes mecánicos, utilizando la Ecuación 17 [12]; para garantizar que los esfuerzos radiales y tangenciales, no excedan el esfuerzo de fluencia del material. (Ver Ecuación 18)

Ecuación 17. Cálculo de la presión por interferencia máxima de acuerdo al ajuste H7/s6.

$$p = \frac{0,5\delta}{\frac{r}{E_i} \left(\frac{r_0^2 + r^2}{r_0^2 - r^2} + \nu_0 \right) + \frac{r}{E_i} \left(\frac{r_0^2 + r^2}{r_0^2 - r^2} - \nu_i \right)} = 9355,44 \text{ psi}$$

Ecuación 18. Esfuerzo radial y tangencial, del eje y el tambor de transporte. [12]

$$\sigma_{r_{eje}} = -p = -9355,4 \text{ psi} \qquad \sigma_{t_{eje}} = -p \frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} = 9355,4 \text{ psi}$$

$$\sigma_{r_{tambor}} = -p = -9355,4 \text{ psi} \quad \sigma_{t_{tambor}} = -p \frac{r_0^2 + r^2}{r_0^2 - r^2} = 21265,50 \text{ psi}$$

Los esfuerzos radiales y tangenciales, del eje yunque y el tambor de transporte, no exceden el esfuerzo de fluencia del material (AISI1045).

Para facilitar el montaje y evitar tensiones excesivas en los materiales, es necesario calentar el tambor de transporte a una temperatura superior a la del eje ($\Delta T=160^\circ\text{C}$).

El torque máximo a transmitir mediante la presión de contacto seleccionado, se encontró mediante la Ecuación 19 [12]; donde $0,15 \leq \mu \leq 0,20$ de acuerdo al estándar AGMA. Para este caso se escogió el valor de 0,15.

Ecuación 19. Torque máximo a transmitir garantizado con el ajuste.

$$T = 2\pi r^2 \mu p l = 159315,80 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

Debido a que las medidas del eje final no se conocen, se verificó la presión mínima de contacto con el menor ajuste de interferencia y se realizó la Tabla 17.

	Presión de Interferencia (psi)	Eje Yunque		Tambor de Transporte de las Cintas Laterales	
		Esfuerzo Tangencial (psi)	Esfuerzo Radial (psi)	Esfuerzo Tangencial (psi)	Esfuerzo Radial (psi)
Máxima	9.355,44	-9.355,44	-9.355,44	21.265,25	-9.355,44
Mínimo	3.539,89	-3.539,89	-3.539,89	8.046,31	-3.539,89

Tabla 17. Resumen de las presiones, esfuerzos mínimos y máximos, del eje yunque y el tambor de cintas laterales.

9.2 Eje portacuchilla.

En el eje portacuchilla se modifica el sistema de sujeción de la cuchilla, cambiando el diseño del inserto y mordaza; para poder graduar la altura. Como se muestra en la Figura 54.

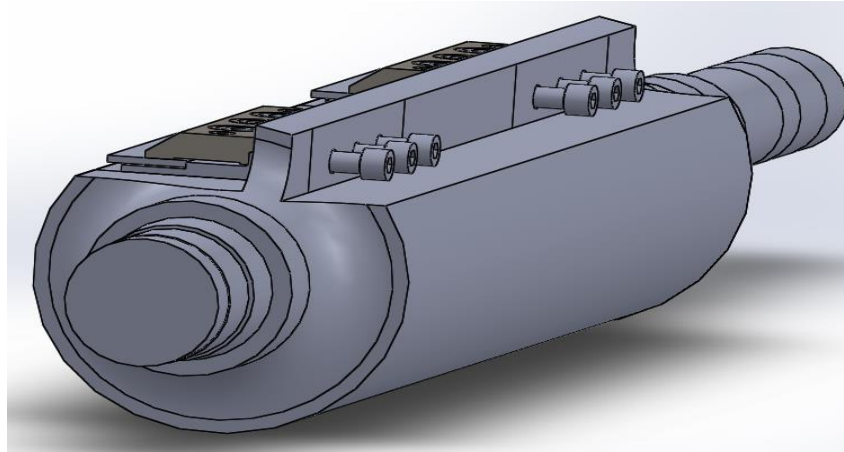


Figura 54. Modificación del eje portacuchilla y el sistema de sujeción de la cuchilla.

El rediseño del eje portacuchilla realizado, tuvo en cuenta el análisis estático y la evaluación por el criterio de fatiga, sin obtener variación en los factores de seguridad respecto al diseño original. Por lo tanto, se realizó el análisis mediante el método de los elementos finitos.

9.2.1 Análisis de elementos finitos.

9.2.1.1 Eje Portacuchilla: En el análisis tuvo en cuenta las condiciones de borde definidas anteriormente en el numeral 7.9.2, ya que las condiciones de carga no varían.

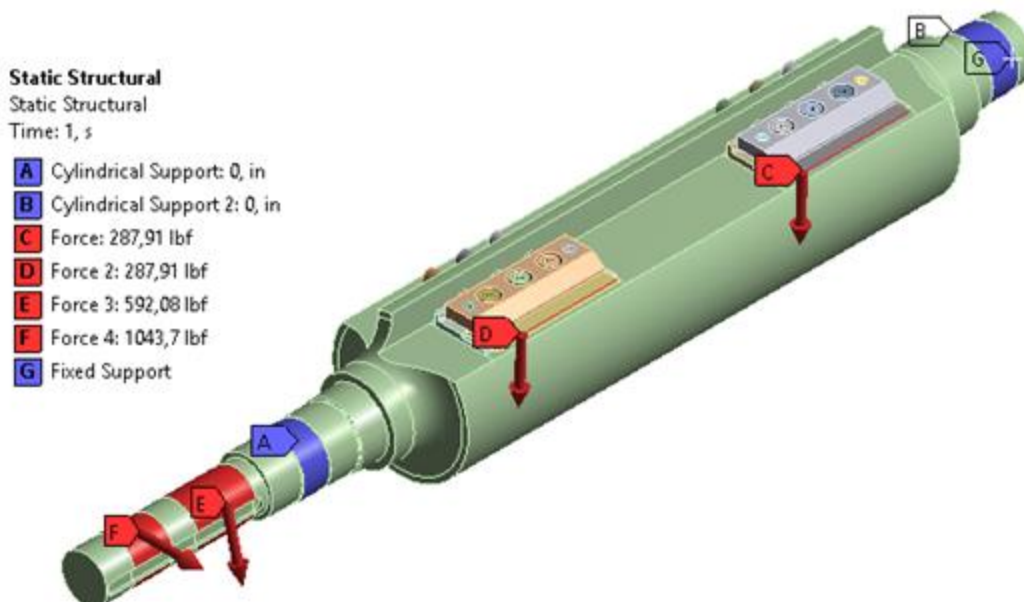


Figura 55. Condiciones de borde del rediseño del eje portacuchilla.

En la Figura 56 se muestra la curva de convergencia del modelo. El criterio de convergencia fue del 3,84% de variación respecto a su valor anterior. La magnitud del esfuerzo en estas condiciones es de 14351psi para un número de nodos de 4'636.507, como se muestra en la Figura 58 .

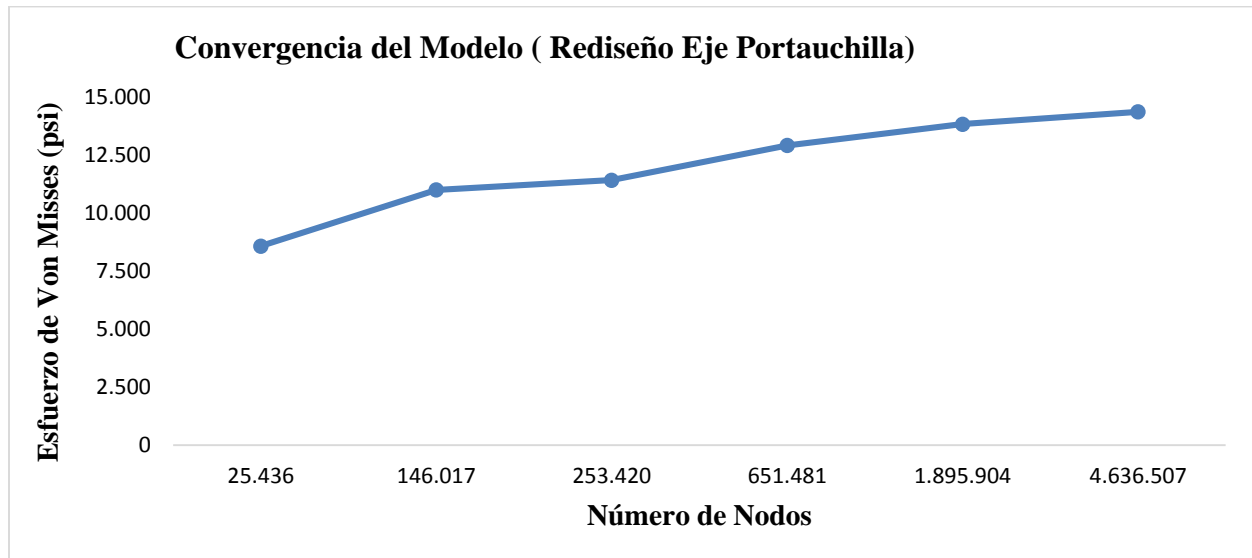


Figura 56. Análisis de convergencia del rediseño del eje portacuchilla.

El modelo emplea en la malla tipos de elementos tetraédricos de 10 nodos, definidos anteriormente en el eje yunque. El tamaño de los elementos en la zona de mayor refinamiento fue de 0,5 milímetro de lado aproximadamente en la zona de interés, como se puede apreciar en la Figura 57.

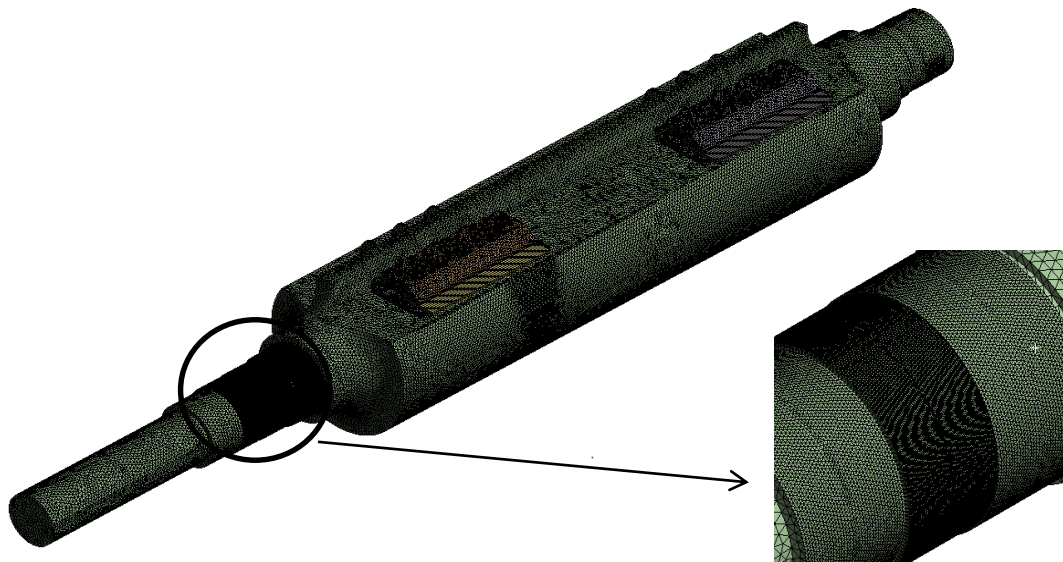


Figura 57. Enmallado del rediseño del eje portacuchilla.

La mayor concentración del esfuerzo en el eje, se encuentra en la ubicación del rodamiento en el punto A de la Figura 55; como se muestra en la siguiente figura.

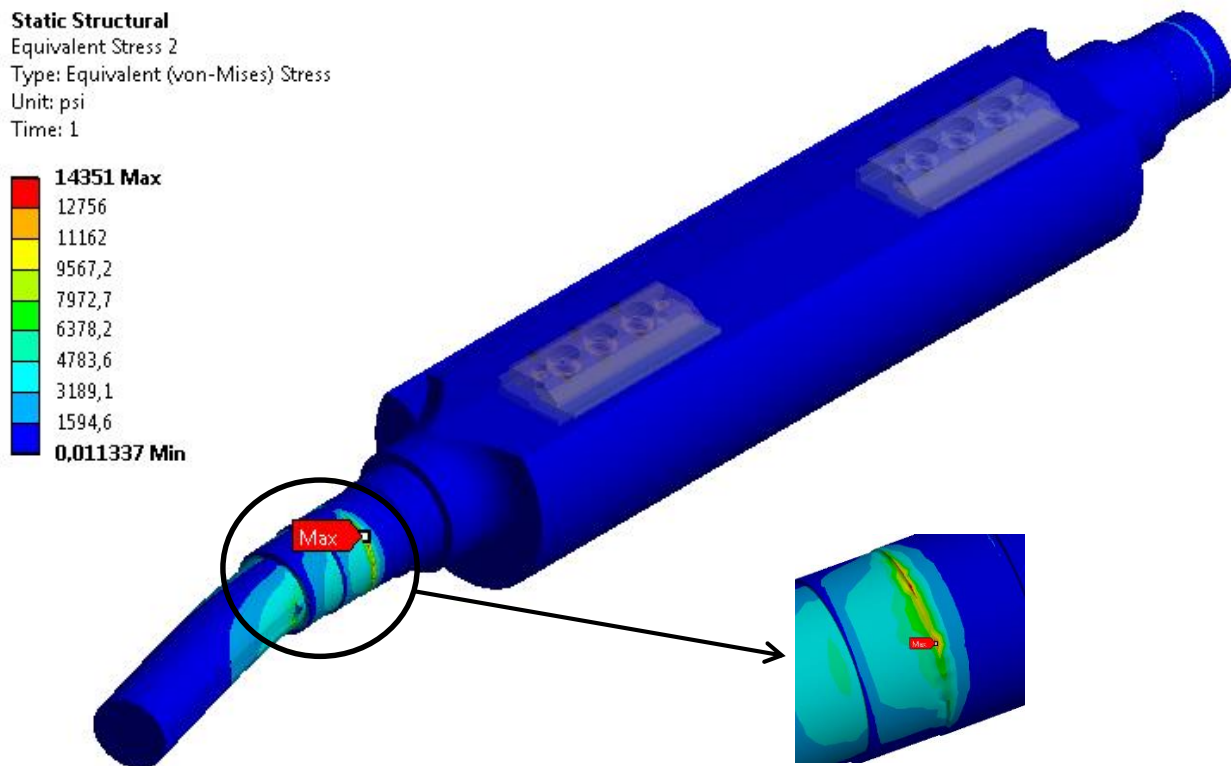


Figura 58. Distribución del esfuerzo equivalente de Von Mises para el rediseño del eje portacuchilla y su punto máximo.

El factor de esfuerzos geométrico obtenido del modelo de elementos finitos para el eje, es un valor aproximado de 1,89, dato que valida los cálculos realizados en la Tabla 12 para el K_t (1,794).

El esfuerzo de Von Mises, calculado anteriormente en la Tabla 10 de 7568,84 psi; es bajo, comparado con el esfuerzo a la fluencia del material para el acero AISI 1045 rolado en frío (77000psi). Obteniendo una variación porcentual del 5,69% respecto al modelo de elementos finitos.

9.2.1.2 Sistema de sujeción: En las modificaciones realizadas al sistema de sujeción de la cuchilla, se seleccionaron tornillos con cabeza hueca hexagonal de 3/8-16UNC-2a grado 2, para el ajuste de la mordaza e inserto al eje portacuchilla. Estos a su vez, gradúan la altura de la cuchilla. Las propiedades se ilustran en la tabla 11.6 [12]

Para el conjunto de la mordaza e inserto se seleccionó tornillos con cabeza hueca hexagonal de 1/4-20UNC-2a grado 2.

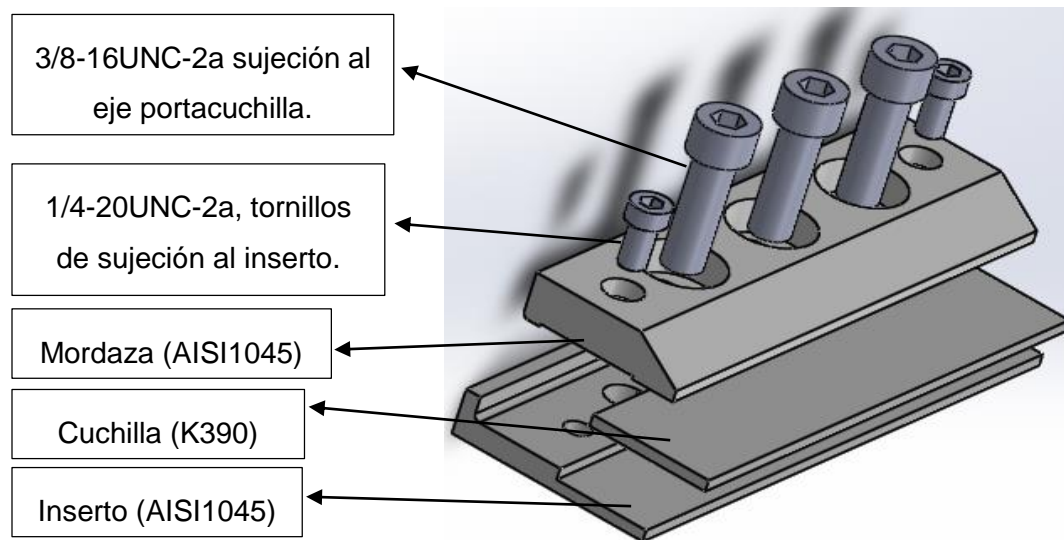


Figura 59. Ensamble del sistema de sujeción de la cuchilla al eje portacuchilla.

En la mordaza e inserto, se realizó un slot de 1/4 pulg, para graduar la altura de la cuchilla como se muestra en la Figura 60 y Figura 61.

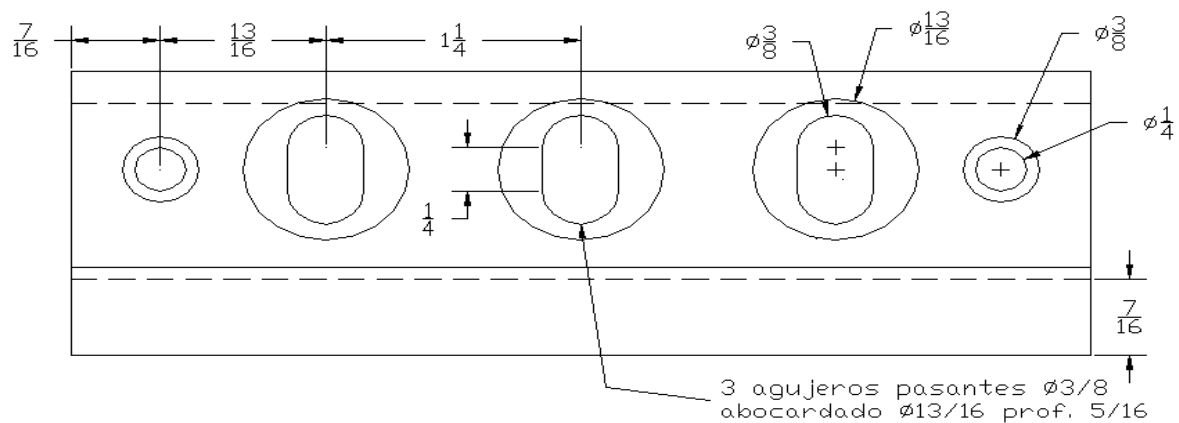


Figura 60. Mordaza modificada con slot de 1/4 pulg.

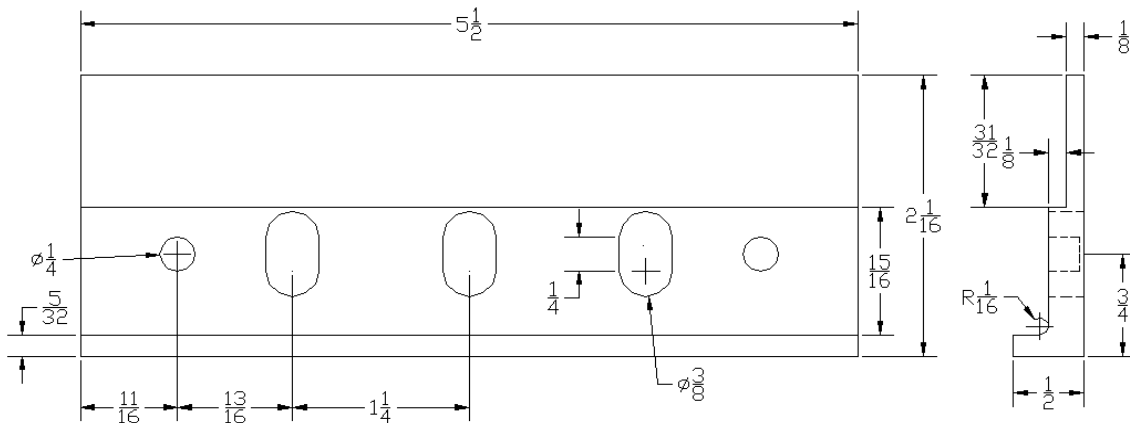


Figura 61. Inserto modificado con slot de 1/4 pulg.

Las condiciones de borde para la evaluación del rediseño del sistema de sujeción de la cuchilla se definieron anteriormente en la Figura 55.

El modelo emplea en la malla un tipo de elemento tetraédrico, especificado anteriormente. El tamaño de los elementos en la zona de mayor refinamiento fue de 1 milímetro de lado aproximadamente en la zona de interés, como se aprecia en la Figura 62.

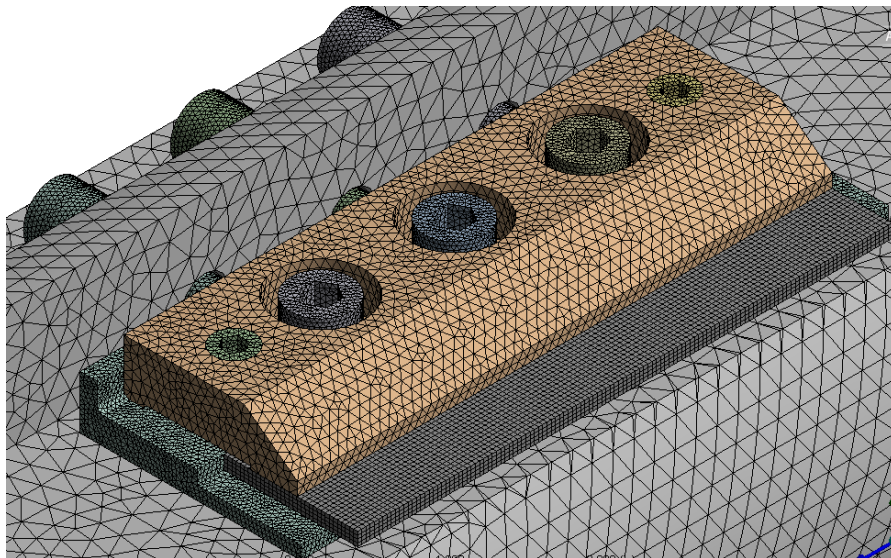


Figura 62. Enmallado del ensamble de la cuchilla al eje portacuchilla.

La Figura 63 muestra la curva de convergencia del modelo. El criterio de convergencia fue del 2,06% de variación respecto a su valor anterior. La magnitud del esfuerzo en estas condiciones es de 6715,1psi para un número de nodos de 3'702.838, como se muestra en la Figura 64.

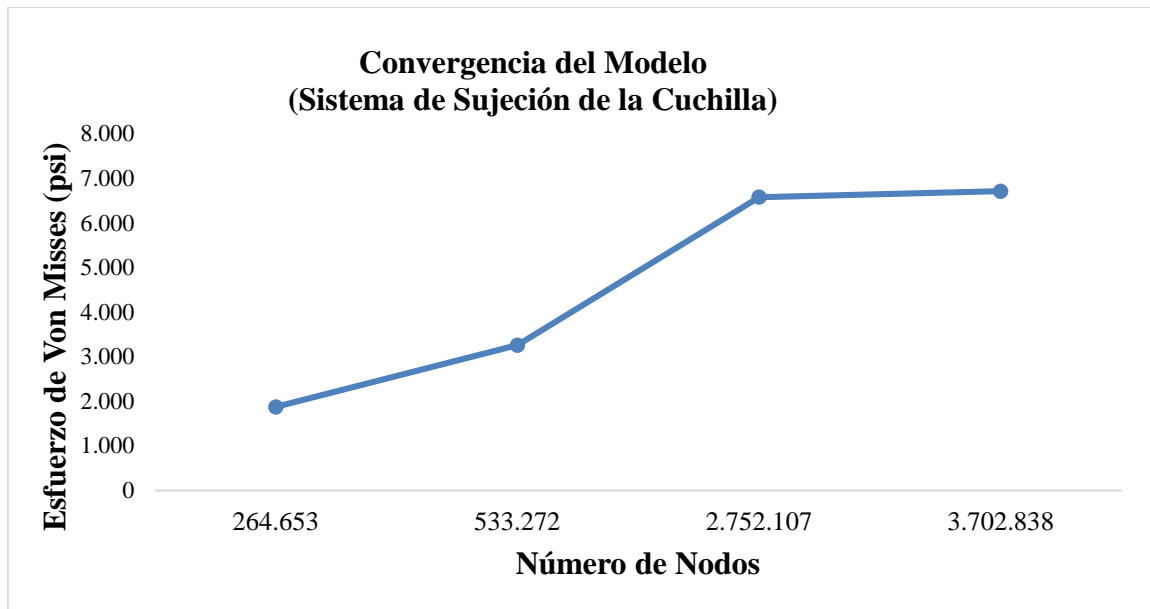


Figura 63. Convergencia del sistema del sistema de sujeción.

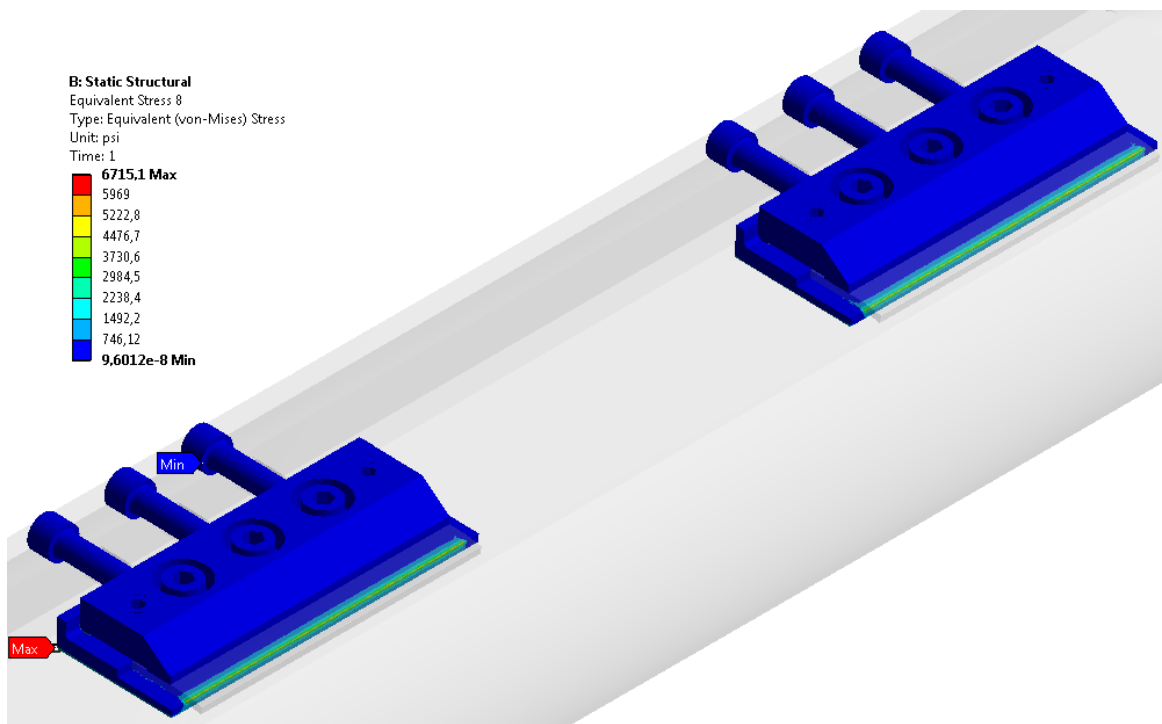


Figura 64. Distribución del esfuerzo máximo de von misses, para la mordaza y el inserto.

El Factor de seguridad de Von Misses para el inserto de material AISI1045 rolado en frio, es calculado a partir de la Ecuación 2, obteniendo un valor de 11,46, satisfaciendo las condiciones de operación a las que se encuentra sometido el ensamble.

9.2.2 Análisis de la vida útil.

Al tener la curva S-N del acero SAE1045 [21], se determina el límite de la resistencia de fatiga, mediante la ecuación de la recta, para el ensayo Aire-espejo de la Figura 65.

$$y = -0,0926(6) + 5,3541 = 4,7985$$

$$10^{4,7985} = 62878,18psi = 433,53MPa$$

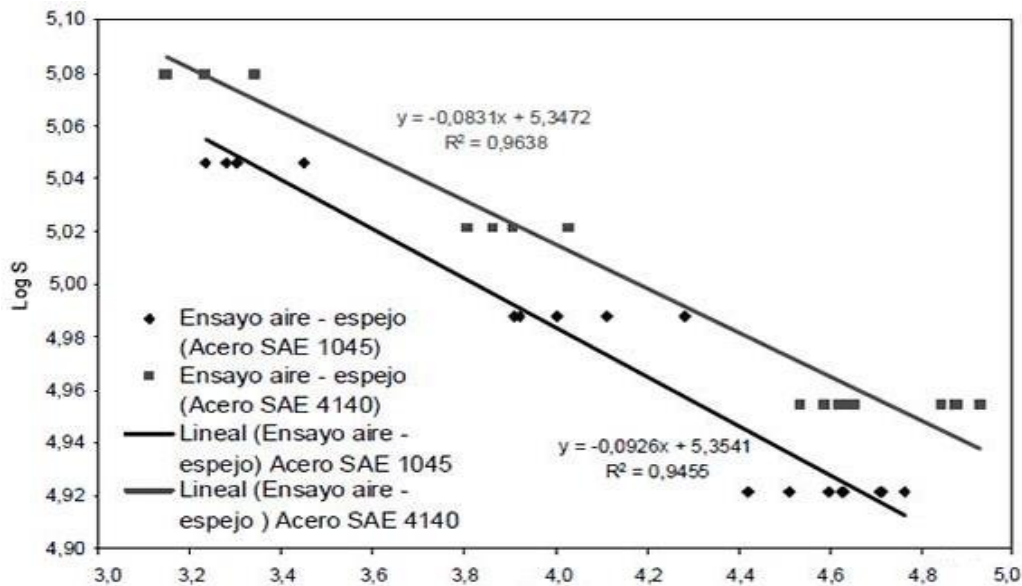


Figura 65. Curva S-N para el acero SAE/AISI 1045. [21]

El límite de resistencia a la fatiga corregido calculado para los ejes yunque y portacuchilla, se muestra en la Tabla 15. A partir de estos se calculó el logaritmo de cada uno de los ejes para ubicar los puntos sobre la curva.

Punto Crítico (27-1/2pulg)			
Eje	Se (psi)	Logaritmo	Numero de ciclos de falla
Portacuchilla	13.548	4,13	1,58E13
Yunque	16.298	4,21	2,14E12

Tabla 18. Logaritmo del límite de resistencia a la fatiga corregido para los ejes de la UCC.

Para el eje yunque y portacuchilla, los valores del logaritmo del límite de resistencia a la fatiga corregido presenta valores menores que 4,90. Lo cual demostró que el diseño de los ejes de la UCC, se encuentran en la zona de vida infinita

10. RECOMENDACIONES.

- En futuras mediciones con el torquimetro (torque track 10k); no es recomendable realizar las mediciones sin la antena por pérdida de la señal, los datos obtenidos no arrojaron una tendencia que permitiera determinar el torque de trabajo.
- Antes de realizar un montaje que requiera precisión y simetría en la ubicación de los componentes mecánicos, es necesario verificar las medidas con un micrómetro, para evitar fallas inesperadas en un ensamble.

11. CONCLUSIONES.

- El rediseño de la UCC, aprovecha como elemento principal la cuchilla de corte de las cintas, logrando ajustar su altura y la eliminación del espaciador.
- En el caso de presentarse una falla en el eje yunque, se realiza un rediseño por interferencia con ajuste forzado FN2, (entre el eje yunque y el tambor de transporte) garantizando la simetría de la cinta lateral sobre el pañal.
- El nuevo sistema de sujeción de las cuchillas permitirá reutilizar las cuchillas desechadas, rectificándolas a 1mm, por cada lado hasta 3 veces.
- Es factible aumentar la velocidad de la maquina a 420ppm (RPM) debido a que el límite de resistencia a la fatiga corregido, para los ejes yunque y portacuchilla, se encuentran en el régimen de vida infinita, siempre y cuando el embrague de sobrecarga se encuentre en funcionamiento.
- El tipo de troquel rotativo con cuchilla plana, cuenta con pocas referencias bibliográficas acerca del funcionamiento técnico y teórico, lo que permitirá ser de consulta para los estudiantes interesados en el tema.

12. TRABAJOS FUTUROS.

- Fabricar y realizar montaje del rediseño de la UCC para evaluar el rendimiento mecánico contra el histórico.
- Evaluar el torque de operación de un troquel rotativo con cuchilla plana ya que en la literatura no se tienen datos experimentales.

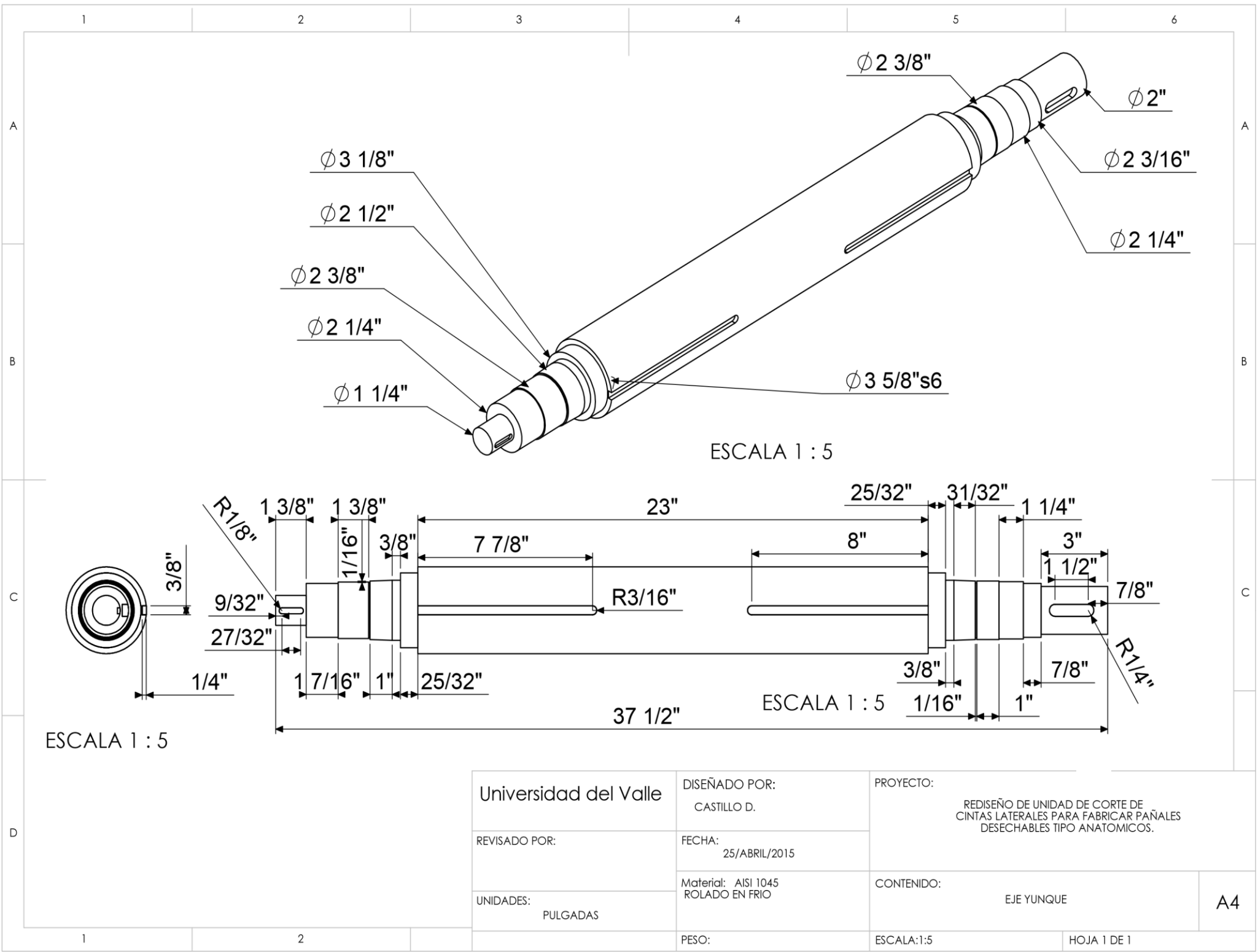
13. BIBLIOGRAFIA

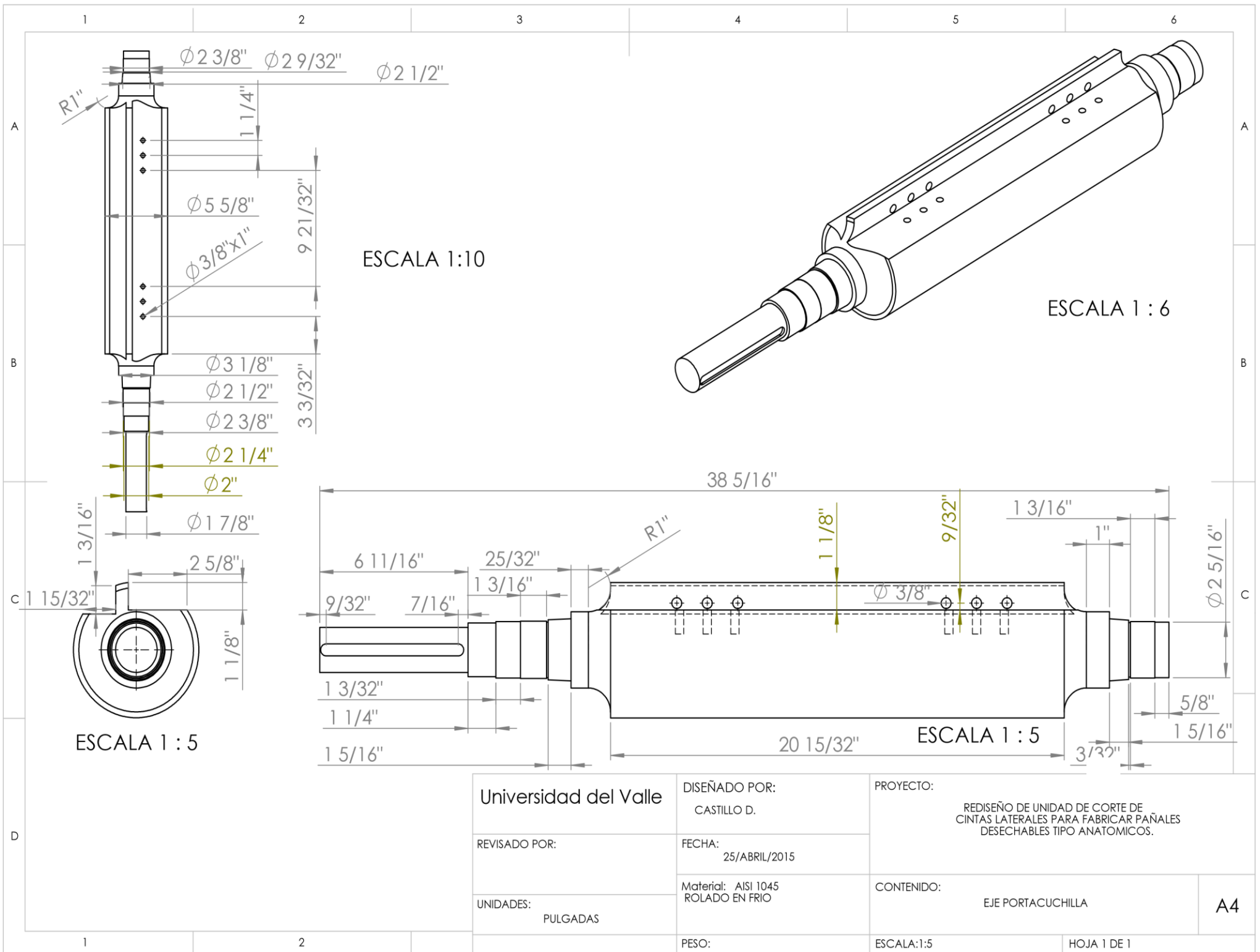
- [1] SALUD180, «SALUD180,» [En línea]. Available: <http://www.salud180.com/salud-z/panal>. [Último acceso: 8 Octubre 2012]
- [2] DRYPERS ANDINA S.A «DRYPERS» [Laboratorio de Calidad].
- [3] FUNDACION WIKIMEDIA INC, «WIKIMEDIA,» [En línea]. Available: [http://es.wikipedia.org/wiki/Troquel_\(cortante\)](http://es.wikipedia.org/wiki/Troquel_(cortante)). [Último acceso: 12 Octubre 2012]
- [4] VILARNAUCAT «VILARNAUCAT,» [En línea]. Available: <http://es.vilarnaucart.com/portfolio/troqueladoras-manuales/> [Último acceso: 12 Octubre 2012].
- [5] TECNOCUT, «TECNOCUT,» [En línea]. Available: http://www.tecnocut.com.mx/div_higiene.htm [Último acceso: 14 Octubre 2012]
- [6] DELSARLAME «DELSARLAME,» [En línea]. Available: <http://www.delsarlame.com/eindex2.html>. [Último acceso: 5 Diciembre 2012].
- [7] ECURED, «ECURED,» [En línea]. Available: http://www.ecured.cu/index.php/Corte_con_chorro_de_agua [Último acceso: 7 Diciembre 2012].
- [8] GRUPO P.I. MABE 2003«Mejoras en el sistema de lubricación en sistemas de corte con cuchilla plana en la industria del pañal,». [En línea]. Available: http://www.oepm.es/pdf/ES/0000/000/02/24/52/ES-2245201_A1.pdf. Último acceso: 8 Diciembre 2012]
- [9] Libardo V. Vanegas, «Cargas Variables – Teoría de Fatiga» [En línea]. Available: <http://www.utp.edu.co/~lvanegas/disI/Cap5>. Último acceso: 8 Noviembre 2013]
- [10] Timothy C. (Howards Grove,WI), Free Myron (Howards Grove, WI). 2002 «Tape tab applicator,»United States, Curt G. Joa, Inc. (Sheboygan Falls, WI) Int, Cl.5: B32B 31/00, US 6.649.010 B2. 18 de Noviembre 2003. <http://www.freepatentsonline.com/6649010.html>. [Último acceso: 25 Abril 2013]
- [11] Yokoe, Keijiro (Kanonji-shi, JP) Unicharm Corporation.2012 «Cutting System,» United States, Japon, (Shikokuchuo-shi, Ehime, JP) 20120167736. <http://www.freepatentsonline.com/y2012/0167736.html>. [Último acceso: 02 Mayo 2013].
- [12] R. L. Norton, Diseño de Máquinas, Cuarta ed., P. E. Roig Vázquez, Ed., Naucalpan de Juárez, Estado de México: Prentice Hall, 2011.
- [13] Sydney H. Avner, Introducción a la Metalurgia Física de Avner, Segunda ed., Naucalpan de Juárez, Estado de México: McGraw-Hill, 1988.
- [14]Andrew Pytel y Ferdinand L. Singer, Resistencia de Materiales Aplicada, Cuarta ed. San Rafael, Mexico DF: Harla 1994.
- [15] Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke, Diseño en Ingeniería Mecánica, Sexta ed., Mexico DF: McGraw-Hill, 2002.

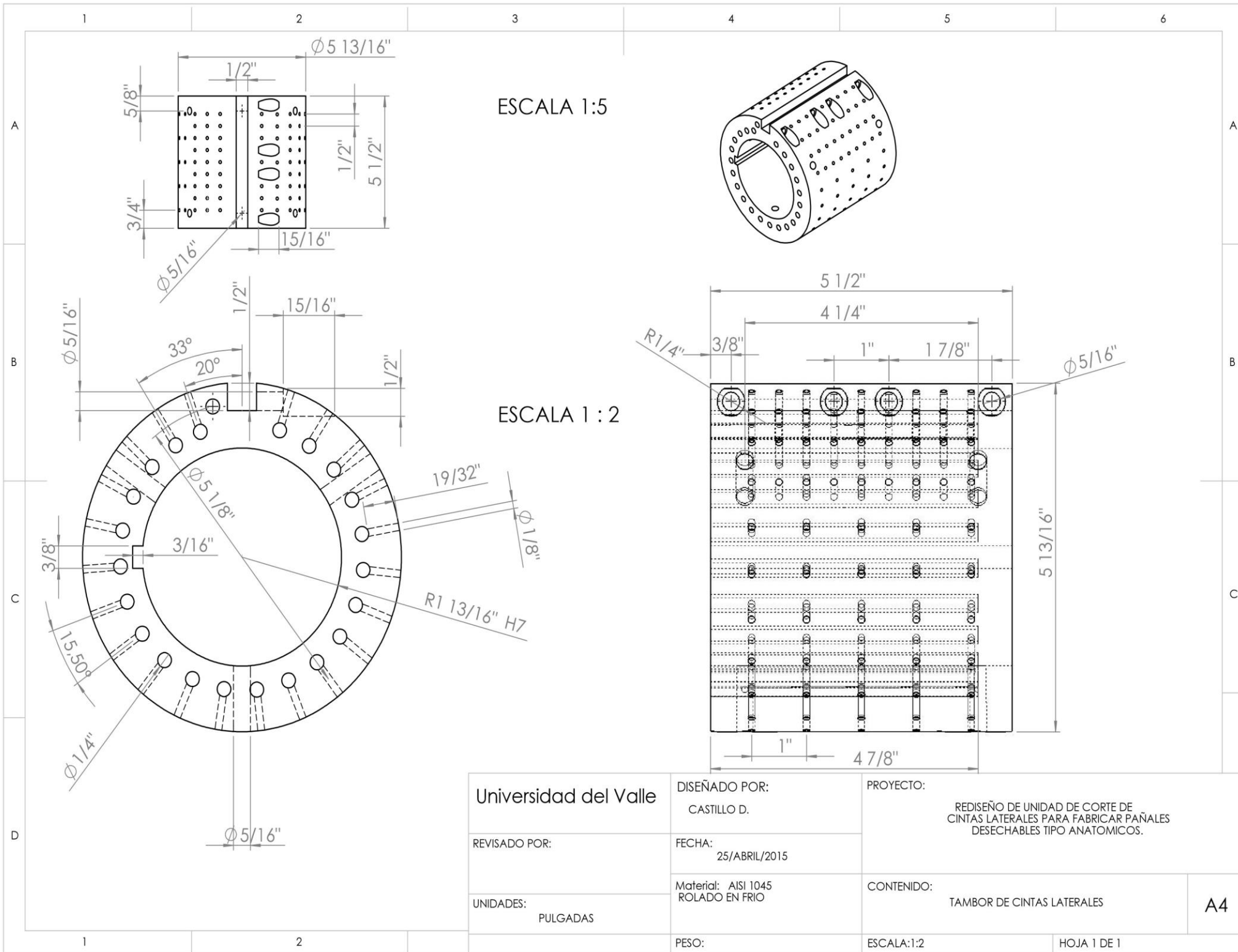
- [16] PAPER MANUFACTURING COMPANY (PCMC 7111), Manual del Usuario, [Último acceso: 14 Noviembre 2014].
- [17] R.M HOFFMAN «HOFFMAN,» [En línea]. Available: <http://www.torque-guard.com/torgard-tgc200-overload-clutch.html>. [Último acceso: 20 Noviembre 2014].
- [18] T. H. Roessler, B. M. Siebers, Kimberly-Clark Corporation, 1995 «Disposable diaper with improved mechanical fastening system,» <https://www.google.com/patents/US5383872> [Último acceso: 25 Noviembre 2014].
- [19] R.C Hibbeler, Ingeniería Mecánica – Estática, Decimosegunda ed., Pearson Educación, México 2010: Prentice Hall.
- [20] ASM HANDBOOK, Metallography And Microestructores, Volume 9, United States Of America 1998: ASM.
- [21] W. F. Ceballos, A. L. Gomez, J. J. Coronado (2009). Comportamiento a fatiga del acero SAE 4140 usando alta rugosidad superficial y ambiente corrosivo. Dyna Nro 162.

ANEXO 1.

En esta sección se presentan los planos mecánicos de los componentes, las modificaciones realizadas al eje yunque, eje portacuchilla, mordaza e inserto y el ensamble de los ejes de la UCC.







1 2 3 4 5 6

A

A

B

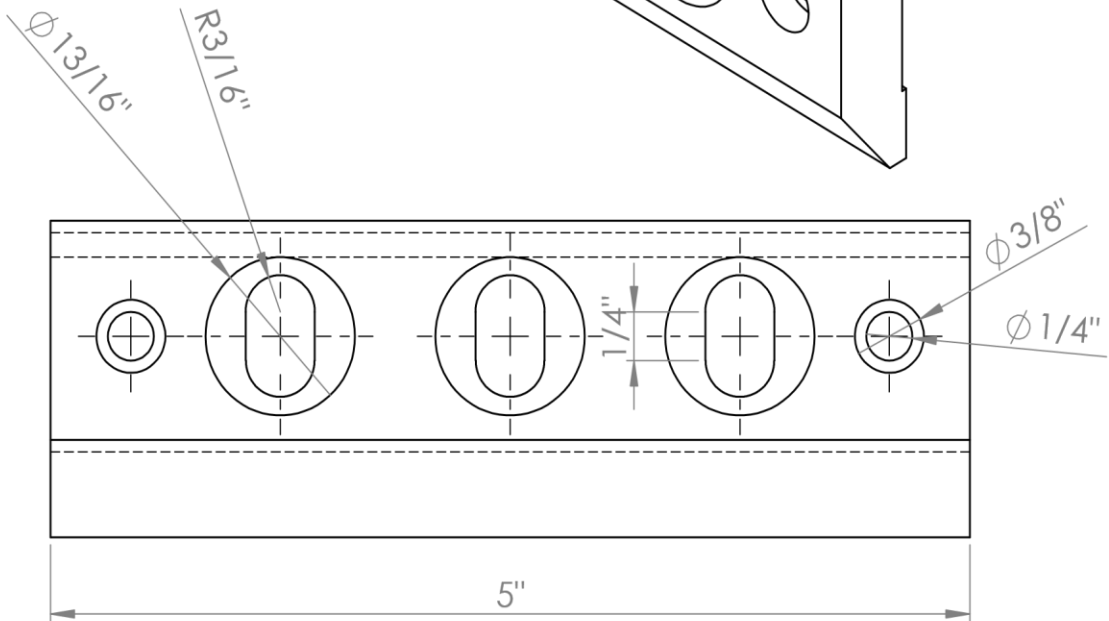
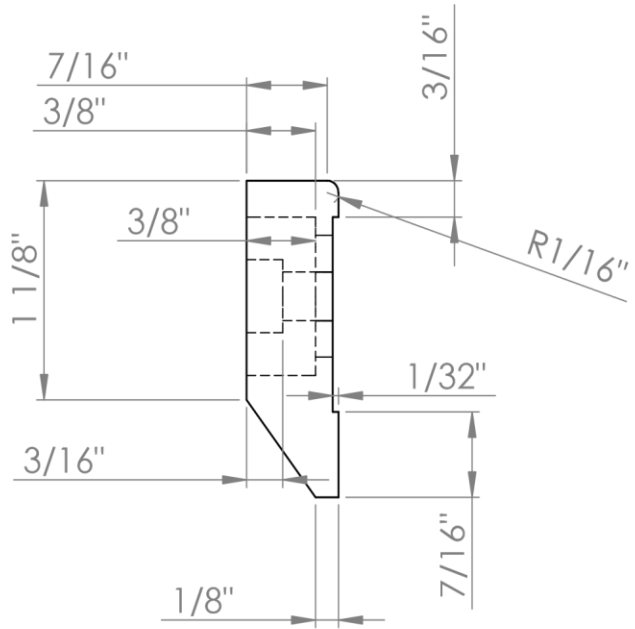
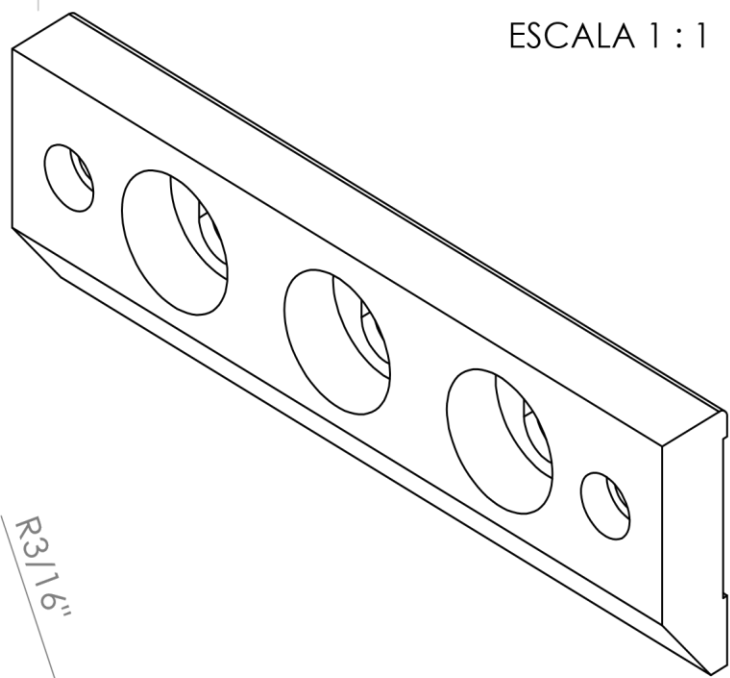
B

C

C

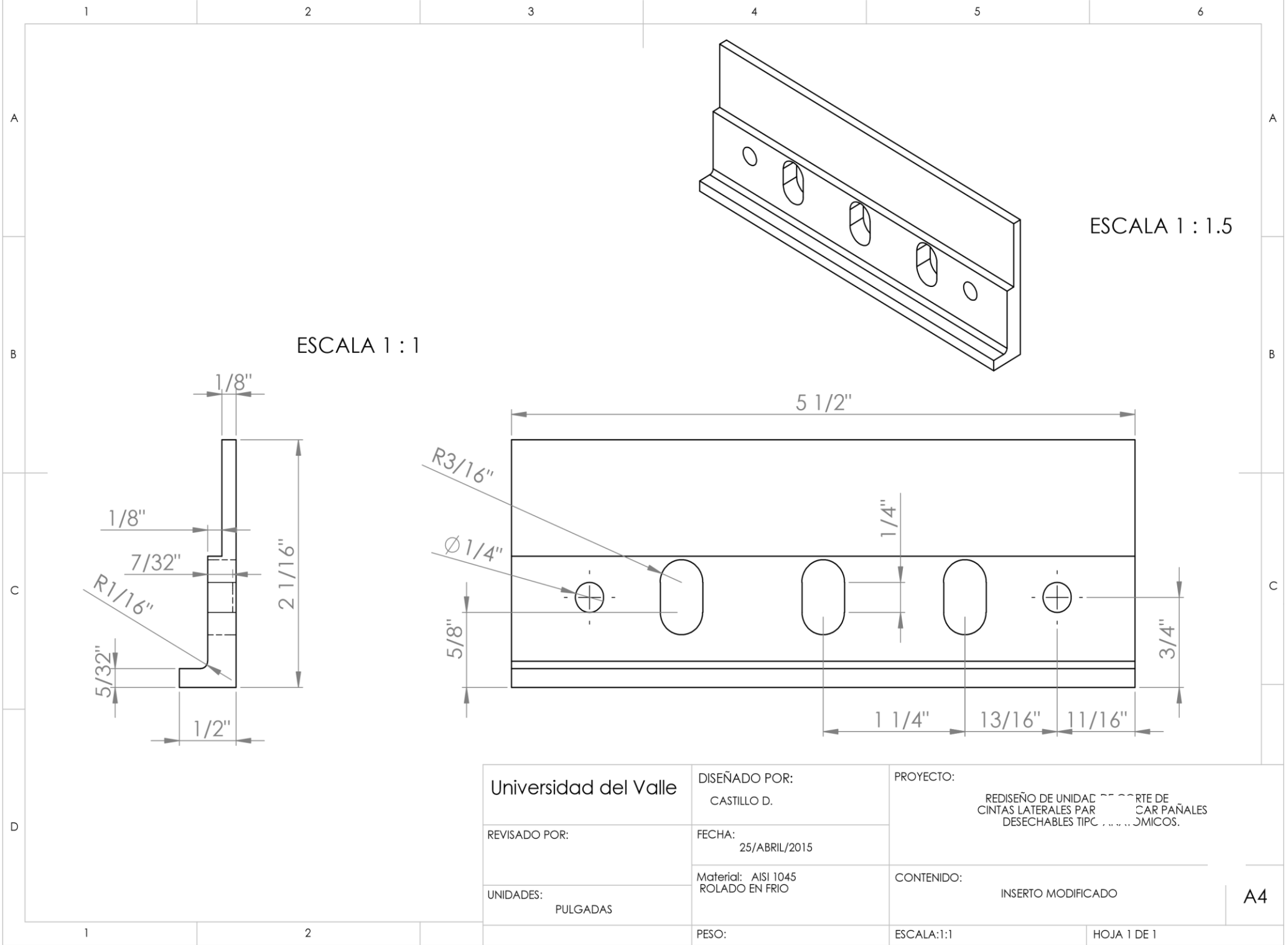
D

ESCALA 1 : 1



DISEÑADO POR: CASTILLO D.	REVISADO POR:	PROYECTO: REDISEÑO DE UNIDAD DE CORTE DE CINTAS LATERALES PARA FABRICAR PAÑALES DESECHABLES TIPO ANATOMICOS.	
UNIDADES: PULGADAS	FECHA: 25/ABRIL/2015		
	Material: AISI 1045 ROLADO EN FRIO	CONTENIDO: MORDAZA	A4
	PESO:	ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1

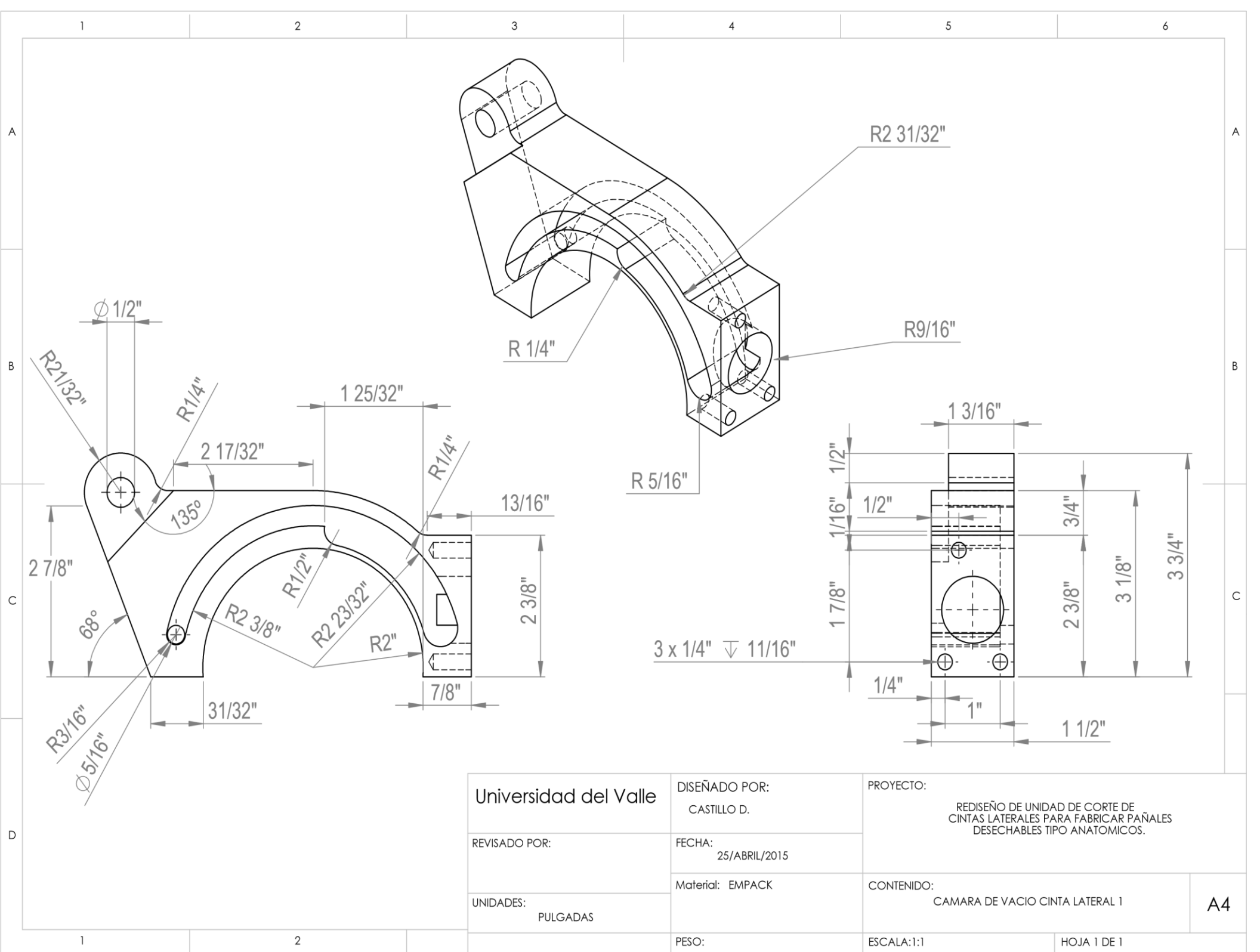
1 2

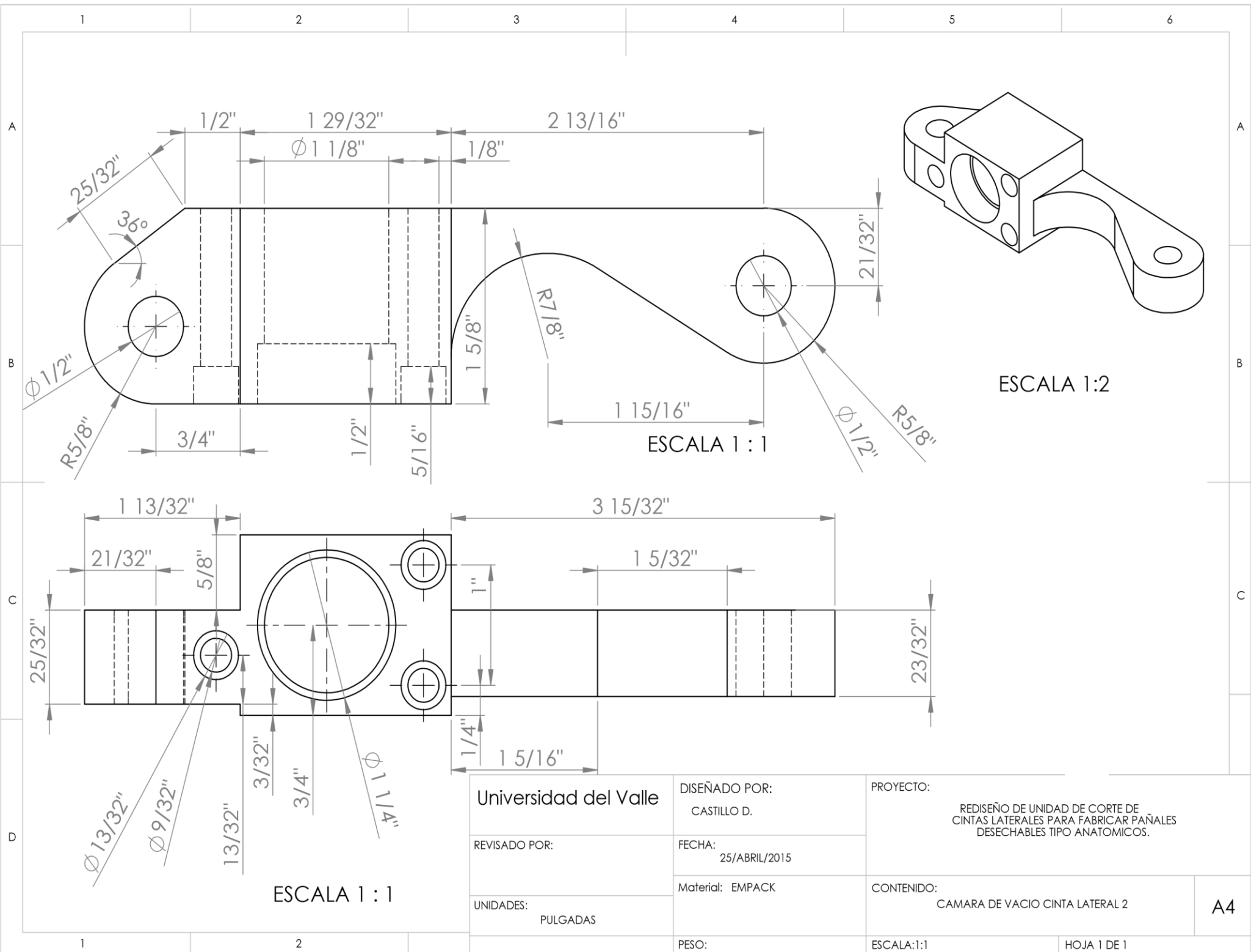


ESCALA 1 : 1

ESCALA 1 : 1.5

Universidad del Valle	DISEÑADO POR: CASTILLO D.	PROYECTO: REDISEÑO DE UNIDAD DE SOPORTE DE CINTAS LATERALES PARA CAR PAÑALES DESECHABLES TIPO COMICOS.	
	REVISADO POR:	FECHA: 25/ABRIL/2015	
	UNIDADES: PULGADAS	Material: AISI 1045 ROLADO EN FRIO	CONTENIDO: INSERTO MODIFICADO
PESO:		ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1





Universidad del Valle	DISEÑADO POR: CASTILLO D.	PROYECTO: REDISEÑO DE UNIDAD DE CORTE DE CINTAS LATERALES PARA FABRICAR PAÑALES DESECHABLES TIPO ANATOMICOS.		
REVISADO POR:	FECHA: 25/ABRIL/2015			
UNIDADES: PULGADAS	Material: EMPACK	CONTENIDO: CAMARA DE VACIO CINTA LATERAL 2		A4
	PESO:	ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1	

1 2 3 4 5 6

A

A

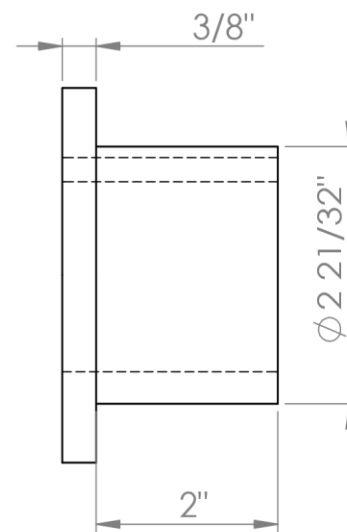
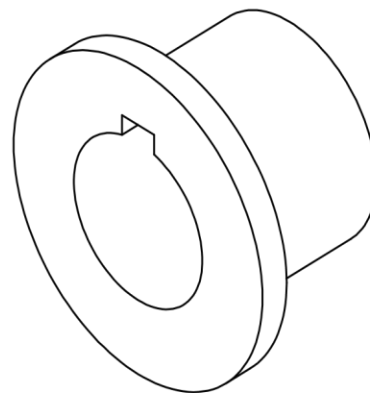
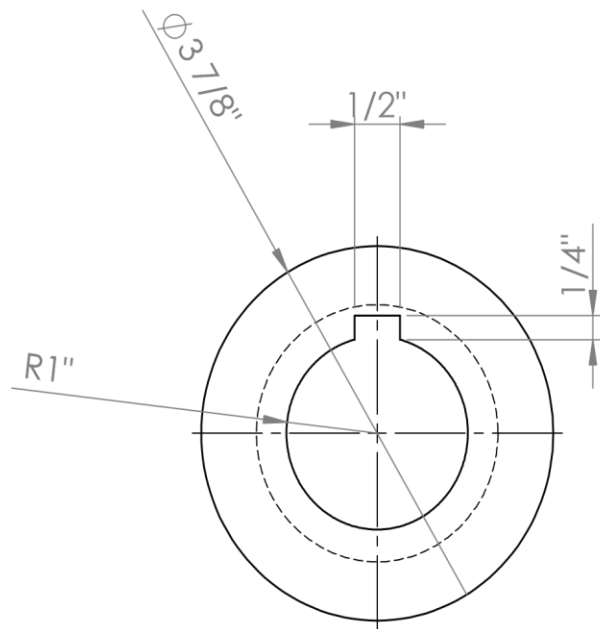
B

B

C

C

D



Universidad del Valle

DISEÑADO POR:
CASTILLO D.

PROYECTO:

REDISEÑO DE UNIDAD DE CORTE DE
CINTAS LATERALES PARA FABRICAR PAÑALES
DESECHABLES TIPO ANATOMICOS.

REVISADO POR:

FECHA:
25/ABRIL/2015

Material:

CONTENIDO:

BUSHING DE AJUSTE AL EJE

A4

UNIDADES:
PULGADAS

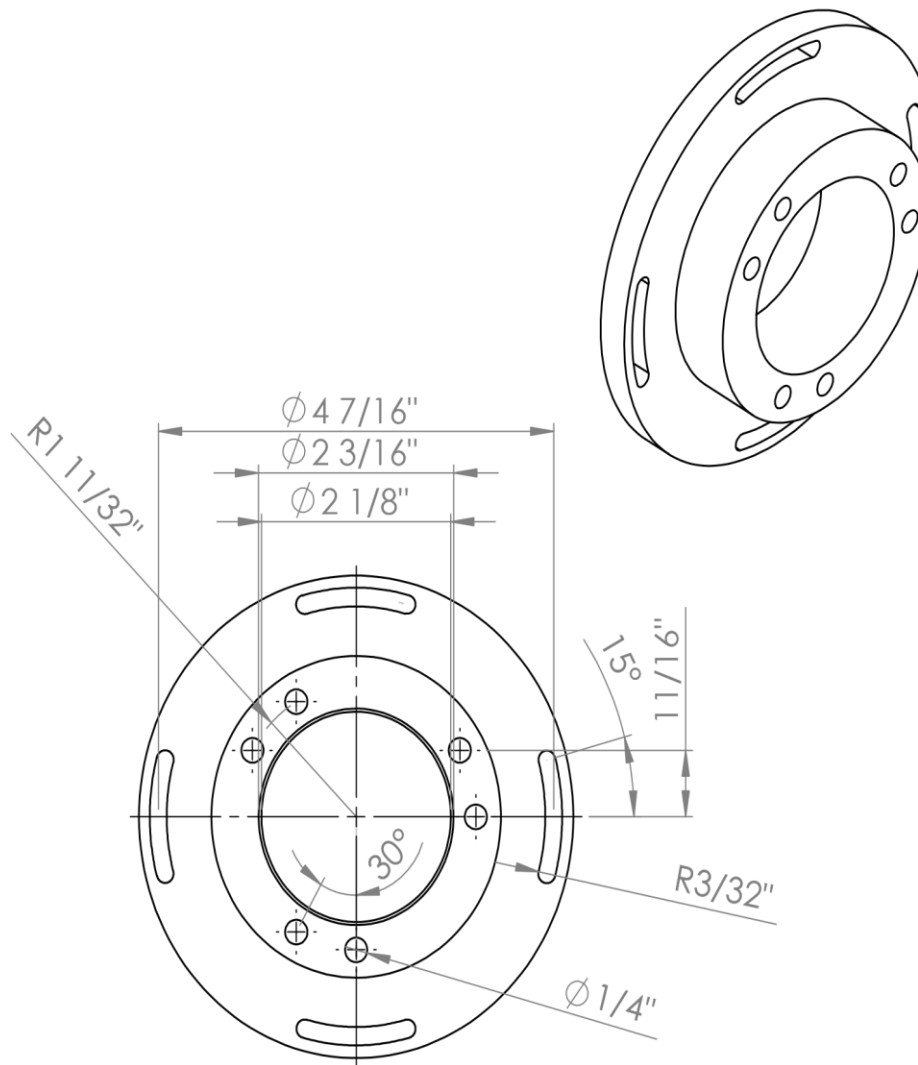
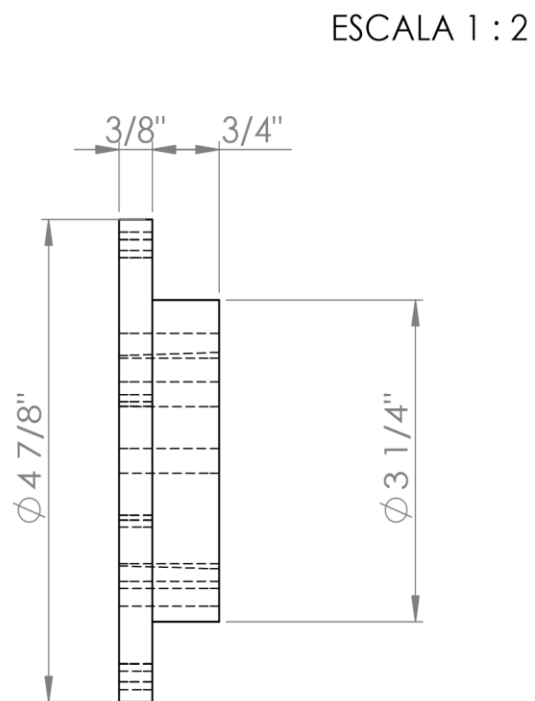
PESO:

ESCALA:1:1

HOJA 1 DE 1

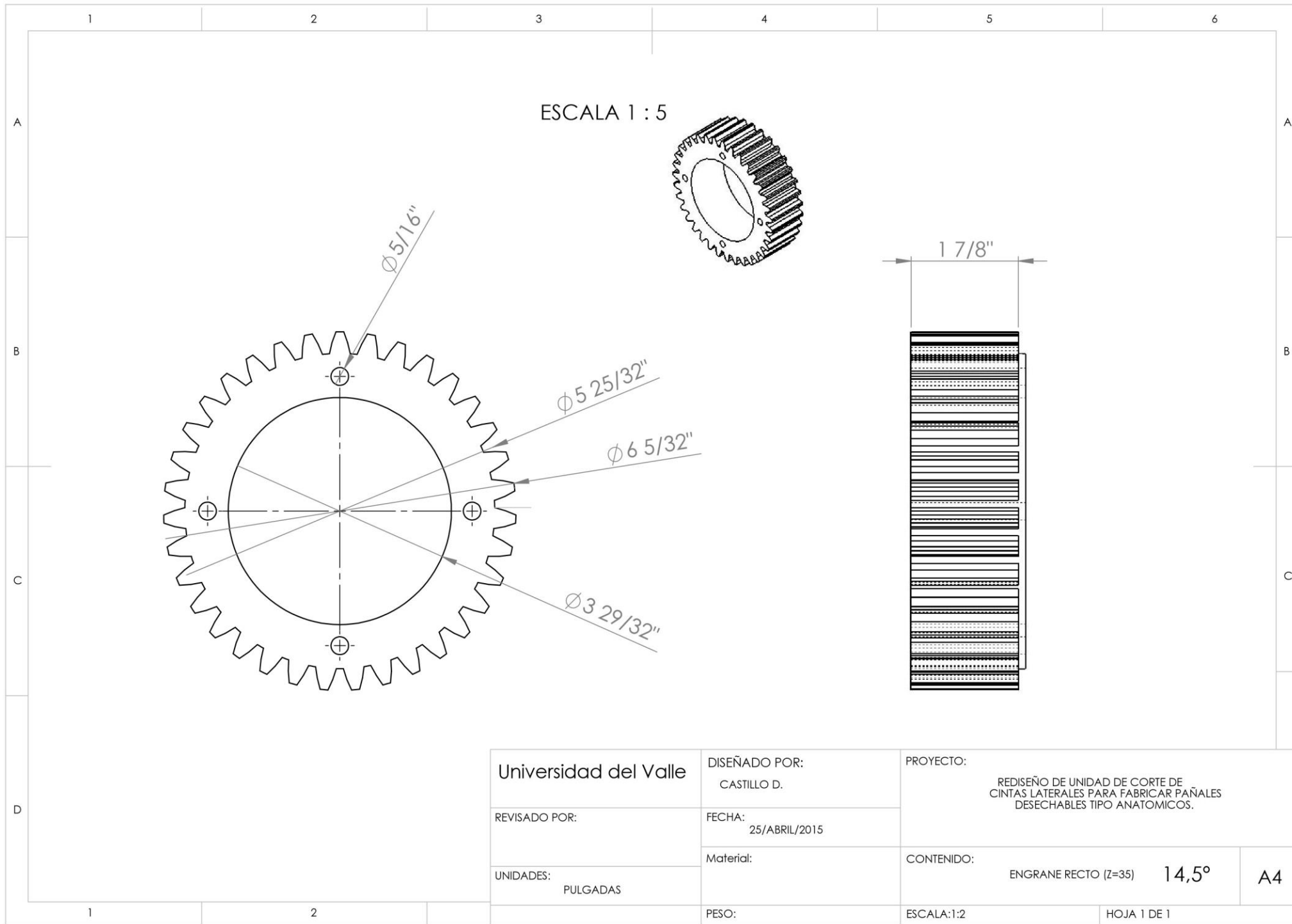
1

2

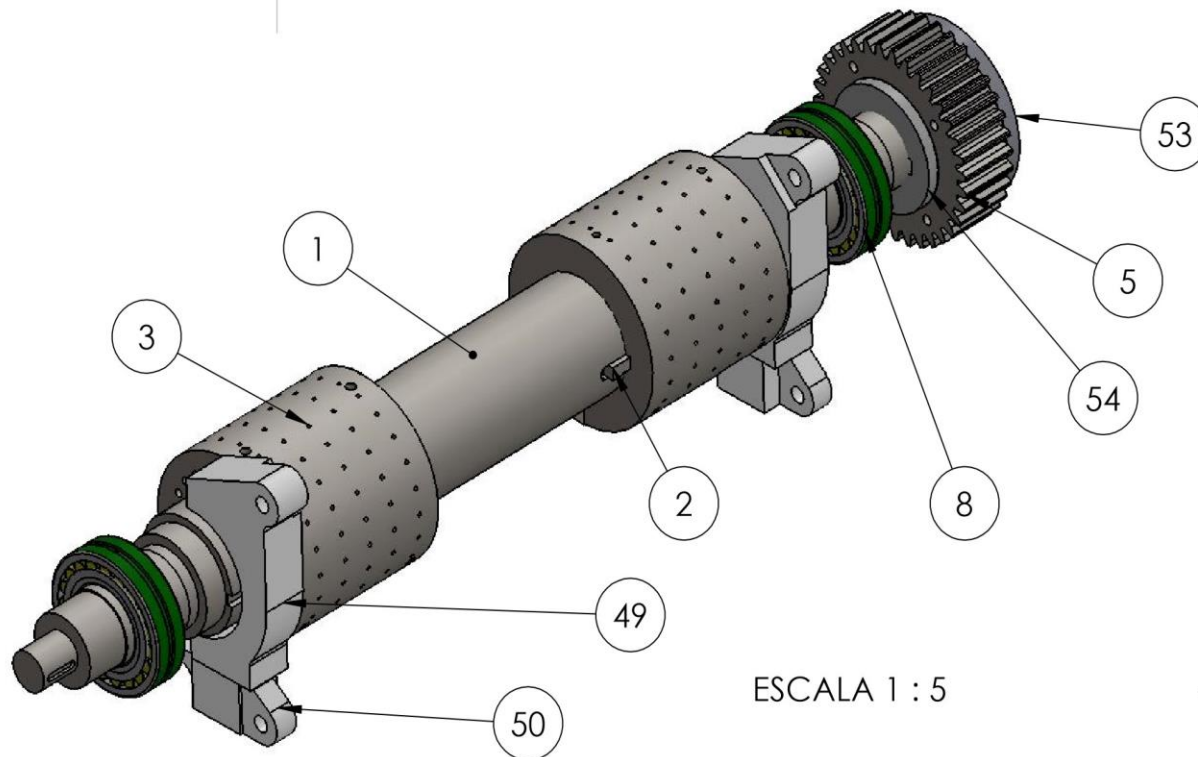


Universidad del Valle	DISEÑADO POR: CASTILLO D.	PROYECTO: REDISEÑO DE UNIDAD DE CORTE DE CINTAS LATERALES PARA FABRICAR PAÑALES DESECHABLES TIPO ANATOMICOS.	
	REVISADO POR:		
	UNIDADES: PULGADAS	Material:	CONTENIDO: BUSHINGH AJUSTE PUNTO DE CORTE
	PESO:	ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1

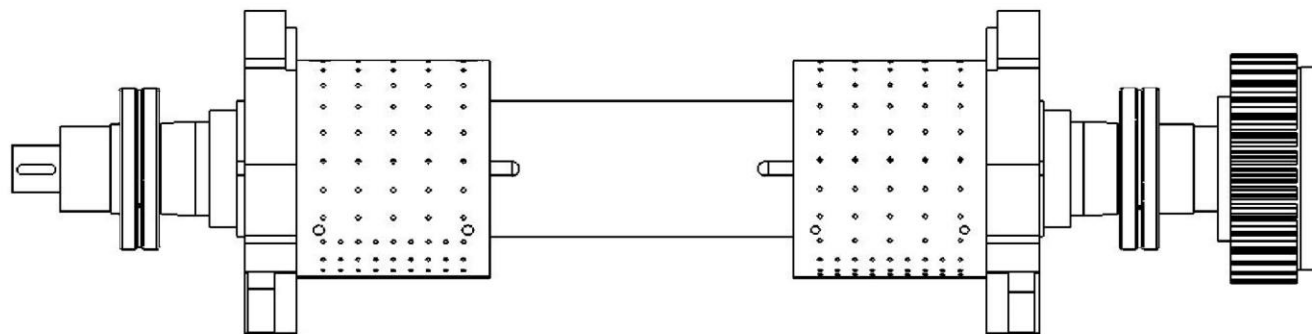
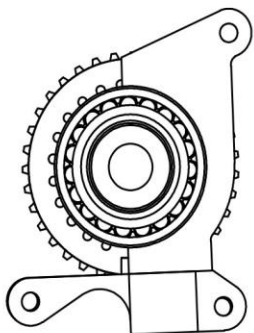
A4



NUMERO	ITEM
1	Eje Yunque.
2	Cuña tambor de transporte.
3	Tambor de transporte cinta lateral.
5	Engrane recto Z=35.
8	Rodamiento SKF22212.
49	Camara de vacio cinta lateral 2.
50	Camara de vacio cinta lateral 1
53	Bushing ajuste punto de corte.
54	Bushing ajuste eje.



ESCALA 1 : 5



Universidad del Valle

DISEÑO POR:
CASTILLO D.

PROYECTO:

REDISEÑO DE UNIDAD DE CORTE DE
CINTAS LATERALES PARA FABRICAR PAÑALES
DESECHABLES TIPO ANATOMICOS.

REVISADO POR:

FECHA:
25/ABRIL/2015

UNIDADES:
PULGADAS

Material:

CONTENIDO:

ENSAMBLE DEL EJE YUNQUE

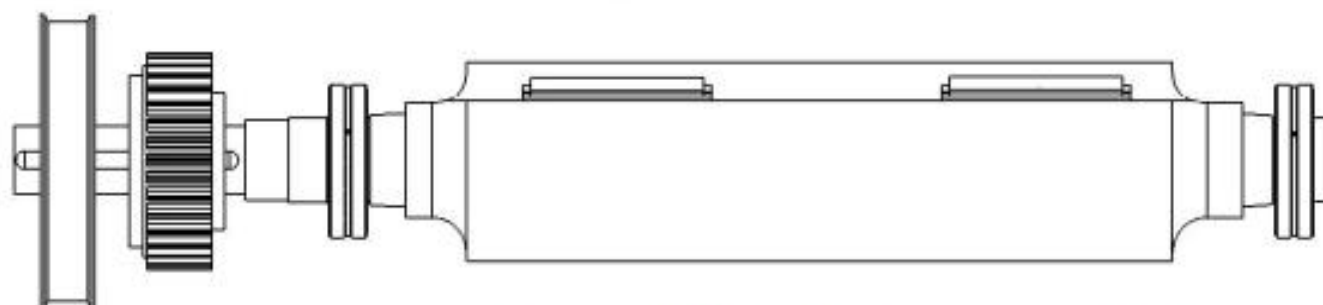
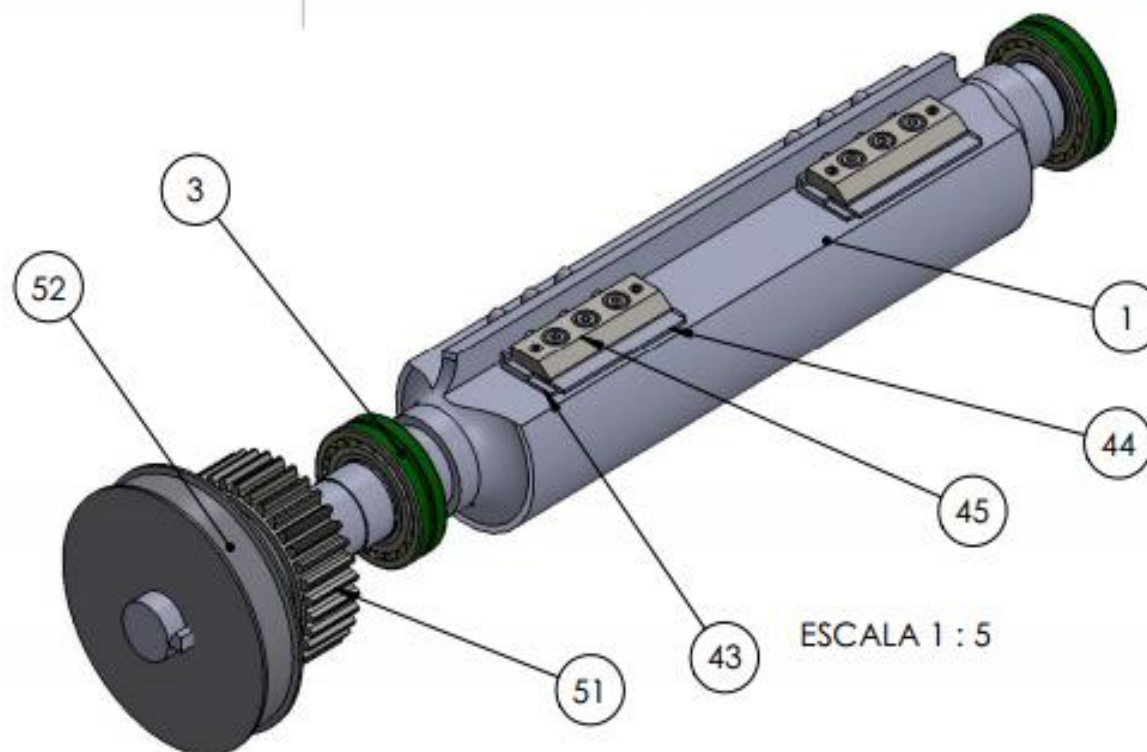
A4

PESO:

ESCALA:1:5

HOJA 1 DE 1

NUMERO	ITEM
1	Eje portacuchilla.
3	Rodamiento SKF22212
43	Inserto
44	Cuchilla
45	Mordaza
51	Engranaje recto Z=35
52	Polea Z=80



Universidad del Valle

DISEÑADO POR:
CASTILLO D.

PROYECTO:

REDISEÑO DE UNIDAD DE CORTE DE
CINTAS LATERALES PARA FABRICAR PAÑALES
DESECHABLES TIPO ANATOMICOS.

REVISADO POR:

FECHA:
25/ABRIL/2015

MATERIAL:

CONTENIDO:

ENSAMBLE DEL EJE PORTACUCHILLA

UNIDADES:

PULGADAS

PESO:

ESCALA:1:5

HOJA 1 DE 1

A4

ANEXO 2.

A continuación se presenta los costos de los materiales y la fabricación de los componentes de la UCC (ver Tabla 19), en un taller industrial. La cotización es realizada en pesos colombianos (COP).

Item	Cantidad	Material	Valor Material (COP)	Valor Maquinada (COP)	Valor Total (COP)
Eje yunque	1	AISI 1045	\$ 327.309	\$ 700.000	\$ 1.027.309
Eje portacuchilla	1		\$ 733.303	\$ 960.000	\$ 1.693.303
Tambor de transporte cintas laterales	2		\$ 295.076	\$ 1.600.000	\$ 1.895.076
Inserto	2		\$ 127.048	\$ 352.952	\$ 480.000
Mordaza	2		\$ 127.048	\$ 352.952	\$ 480.000
				Valor total (COP)	\$ 5.575.688

Tabla 19. Cotización de los componentes de la maquina modificados.

Adicionalmente se realiza un comparativo del costo estimado por el consumo de las cuchillas mensual, con el diseño original, contra las cuchillas rectificadas del rediseño de la UCC.

Material Cuchilla.	Promedio de duración de cada cuchilla. (cortes/4 filos)	Valor de cada cuchilla. (COP)	Consumo de cuchillas mensual.	Valor del Consumo mensual en cuchillas. (COP)
K390 Bohler Nueva	1.000.000	180.000	16	\$ 2.880.000
K390 Rectificada	1.000.000	30.000	16	\$ 480.000

Tabla 20. Comparativo del valor mensual en consumo de cuchillas, realizando la modificación en la UCC.

Por la Tabla 20, se calcula el ahorro estimado anual sobre la disminución de los costos, por consumo de cuchillas en un 167%, representado en \$21.600.000= de ahorro. Sin afectar la producción, ni disminuir los factores de seguridad del eje portacuchilla y eje yunque.